

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TURBINA HIDRÁULICA PARA UNA
MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA UBICADA EN EL CANAL DE RIEGO
OCCIDENTAL DE LA LAGUNA DE SAN MARCOS**

**AUTORES:
ROMMEL PAUL VALLADARES POZO
WILLIAM FELIPE VILLACRÉS PUGA**

**TUTOR:
LUIS ANÍBAL ANDRANGO ANDRANGO**

Quito, febrero 2019

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros Rommel Paul Valladares Pozo y William Felipe Villacrés Puga, con documentos de identificación N° 1720049491 y N° 1720277480, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TURBINA HIDRÁULICA PARA UNA MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA UBICADA EN EL CANAL DE RIEGO OCCIDENTAL DE LA LAGUNA DE SAN MARCOS”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

.....
Rommel Paul Valladares Pozo
C.I.: 1720049491

.....
William Felipe Villacrés Puga
C.I.: 1720277480

Quito, febrero del 2019.

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR/A

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el proyecto de titulación, “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TURBINA HIDRÁULICA PARA UNA MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA UBICADA EN EL CANAL DE RIEGO OCCIDENTAL DE LA LAGUNA DE SAN MARCOS” realizado por Rommel Paul Valladares Pozo y William Felipe Villacrés Puga, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, febrero del 2019.



Luis Aníbal Andrango Andrango
C.I. 1704400553

DEDICATORIA

El presente trabajo dedico a mis padres y familiares cercanos, por haberme guiado, darme sus consejos y ánimos a pesar de todas las adversidades que he tenido en el transcurso de mi vida.

A mi padre, César Villacrés, le agradezco por enseñarme a ser una persona correcta y por comentarme cómo es la profesión que escogí; a mi madre, Rocío Puga, por saber entenderme y darme ese optimismo en cada instante; a mi hermano por ser un buen ejemplo y a mis familiares cercanos les agradezco por ser parte de mi vida.

William

A mi querida familia...

Rommel

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Politécnica Salesiana por habernos otorgado la oportunidad de compartir dentro de la comunidad universitaria, en especial a la carrera de Ingeniería Mecánica la cual nos abrió las puertas hacia el conocimiento, con docentes que con vocación y profesionalismo impartieron su conocimiento y supieron guiarnos a lo largo de nuestra formación académica.

Un agradecimiento especial al Ingeniero Luis Aníbal Andrango Andrango y al Ingeniero Luis Fernando Toapanta Ramos, MsC, quienes con su conocimiento, colaboración, comprensión y asesoramiento supieron guiarnos en el desarrollo del presente proyecto técnico previo a la obtención del título de Ingenieros Mecánicos, meta planteada a inicios de nuestra formación universitaria.

Rommel y William

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR/A.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
ÍNDICE GENERAL.....	v
NOMENCLATURA	xv
RESUMEN.....	xvii
ABSTRACT.....	xviii
INTRODUCCIÓN	xix
CAPÍTULO I.....	1
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Energía hidráulica.....	1
1.3 Clasificación de las centrales hidroeléctricas	2
1.3.1 Según el tipo de embalse.....	2
1.3.2 Según la altura neta del salto.....	4
1.3.3 Por la potencia generada	4
1.4 Partes principales de una central hidroeléctrica	5
1.5 Ventajas y desventajas de las centrales hidroeléctricas.....	5
1.6 Parámetros de diseño.....	6
1.6.1 Caudal	6
1.6.2 Presión.....	9
1.6.3 Número de Reynolds.....	10
1.6.4 Rugosidad relativa.....	10
1.6.5 Factor de fricción	11
1.6.6 Cavitación	11

1.6.7	Golpe de ariete	12
1.6.8	Pérdidas de carga en las tuberías.....	13
1.6.9	Ecuación de continuidad	14
1.7	Turbinas hidráulicas	14
1.8	Componentes principales de una turbina hidráulica.....	15
1.8.1	Rodete	15
1.8.2	Eje o árbol	15
1.8.3	Distribuidor o inyector	16
1.8.4	Álabes directores	16
1.8.5	Cojinetes, rodamientos	16
1.8.6	Sellos	16
1.9	Características de las turbinas hidráulicas.....	16
CAPÍTULO II		19
DISEÑO Y SELECCIÓN DE UNA TURBINA HIDRÁULICA		19
2.1	Ubicación geográfica.....	19
2.2	Estudio topográfico	20
2.3	Descripción del método de diseño.....	21
2.4	Cámara de carga	22
2.4.1	Dimensionamiento de la cámara de carga.....	23
2.5	Selección del método de captación.....	25
2.5.1	Vertedero.....	27
2.5.2	Dimensionamiento de la captación de agua	28
2.6	Tubería de presión.	29
2.6.1	Selección del caudal	29
2.6.2	Pre-dimensionamiento de la tubería.....	30
2.6.3	Selección del diámetro	33
2.6.4	Pérdidas en la tubería de presión.....	33

2.6.5	Velocidad de salida	38
2.6.6	Altura neta.....	39
2.7	Selección de la turbina	39
2.8	Turbina Michell Banki	41
2.8.1	Diseño con admisión parcial	42
2.9	Diseño hidráulico	42
2.9.1	Triángulo de velocidades	42
2.9.2	Definición de ángulos de la turbina	43
2.9.3	Resolución de triángulo de velocidades.....	44
2.9.4	Presión de entrada al rodete	47
2.9.5	Selección del diámetro del rodete	48
2.9.6	Ancho del inyector	51
2.9.7	Ancho del rodete	51
2.9.8	Geometría del álabe.....	51
2.9.9	Razón de aspecto.....	52
2.9.10	Diámetro máximo del eje rodete	52
2.9.11	Selección del espesor de los álabes	53
2.10	Diseño mecánico	53
2.10.1	Número de alabes que reciben flujo de agua	53
2.10.2	Caudal que ingresa a un álabe (Qa).....	54
2.10.3	Peso de un álabe	54
2.10.4	Peso total del rodete	55
2.10.5	Fuerza hidráulica en el álabe.....	55
2.10.6	Fuerza centrífuga en el álabe.....	57
2.10.7	Fuerza total en el álabe.....	57
2.10.8	Momento flector máximo en el álabe	58
2.10.9	Potencia hidráulica de la turbina	58

2.11	Diseño del eje	59
2.11.1	Diseño por flexión.....	59
2.11.2	Diseño por torsión	63
2.11.3	Diseño por fatiga	64
2.11.4	Análisis de resultados.....	67
2.12	Rodamientos	68
2.13	Casa de máquinas	69
CAPÍTULO III		71
SIMULACIÓN Y RESULTADOS		71
3.1	Simulación del eje principal	71
3.1.1	Tensión de Von Mises.....	72
3.1.2	Deflexión.....	73
3.2	Simulación de la turbina.....	73
3.2.1	ANSYS fluent	73
3.2.2	Selección del módulo de simulación.....	74
3.2.3	Modelamiento	74
3.2.4	Malla computacional.....	75
3.2.5	Condiciones de borde	75
3.2.6	Configuración de parámetros de simulación.....	76
3.2.7	Modelos de turbulencia usados por ANSYS.....	76
3.2.8	Resultados	77
CAPÍTULO IV		86
COSTOS DE IMPLEMENTACIÓN Y MATERIALES		86
4.1	Costos directos	86
4.2	Costos indirectos	87
4.3	Costo total del proyecto.....	87
4.4	Egresos e ingresos del proyecto	88

4.5	Valor Actual Neto (VAN)	88
4.5.1	Cálculo del VAN.....	89
4.6	Tasa Interna de Retorno (TIR)	91
4.6.1	Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR).....	91
4.6.2	Cálculo del TIR por interpolación.....	92
4.7	Análisis de resultados	93
CONCLUSIONES		94
RECOMENDACIONES		95
ANEXOS		

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Componentes de una central de agua fluyente	2
Figura 2. Componentes de una central de embalse	3
Figura 3. Componentes de una central a pie de presa	3
Figura 4. Componentes de una central por derivación de las aguas	4
Figura 5. Correntómetro.....	7
Figura 6. Cavitación	11
Figura 7. Curva de presión de vapor de agua.....	12
Figura 8. Golpe de ariete.....	12
Figura 9 Ecuación de continuidad.....	14
Figura 10. Esquema de una turbina hidráulica.....	15
Figura 11. Tipos de rodetes.....	15
Figura 12. Ubicación de la minicentral	20
Figura 13. Ubicación de la tubería de presión.....	20
Figura 14. Método de diseño.....	21
Figura 15. Esquema de implementación (Vista lateral)	22
Figura 16. Esquema de implementación (Vista superior).....	22
Figura 17. Esquema de cámara de carga.....	23
Figura 18. Lugar de captación.....	25
Figura 19. Componentes del vertedero	27
Figura 20. Dimensionamiento de un vertedero	28
Figura 21. Esquema tubería de presión vista planta.....	34
Figura 22. Esquema de la tubería de presión	34
Figura 23. Coeficiente de resistencia por ingreso a la tubería	36
Figura 24. Coeficiente de resistencia por cambio de dirección	36
Figura 25. Coeficiente de resistencia para válvulas	36
Figura 26. Coeficiente de resistencia para Tee	37
Figura 27. Coeficiente de resistencia para rejilla	37
Figura 28. Diagrama del tipo de turbina en función de la altura y caudal	39
Figura 29. Inyector y rodete de una Turbina Michell Banki.....	41
Figura 30. Turbina Michell Banki con admisión parcial	42
Figura 31. Triángulo de velocidades turbina Michell Banki.....	43
Figura 32. Entrada y salida de la turbina.....	47

Figura 33. Perfil del rodete.....	49
Figura 34. Ángulo de la velocidad absoluta a la entrada y salida del álabe.....	56
Figura 35. Composición de fuerzas en el álabe	57
Figura 36. Diagrama de cuerpo libre del eje	59
Figura 37. Diagrama de fuerzas en el plano x-y	60
Figura 38. Diagrama de fuerzas en el plano x-z.....	61
Figura 39. Área de la casa de máquinas en relación con el caudal y altura.....	70
Figura 40. Eje principal de la turbina.....	71
Figura 41. Tensión de Von Mises	72
Figura 42. Deflexión	73
Figura 43. Dominio del fluido en la turbina.....	74
Figura 44. Mallado de la turbina	75
Figura 45. Condiciones de borde	76
Figura 46. Contorno de presión.....	78
Figura 47. Contorno de velocidad.....	78
Figura 48. Vectores de velocidad.....	79
Figura 49. Velocidad-Presión	79
Figura 50. Turbulencia-Velocidad	80
Figura 51. Comparación de velocidad para el A.....	81
Figura 52. Turbulencia-Velocidad para el caso A	82
Figura 53. Comparación de velocidad para el B	82
Figura 54. Turbulencia para el caso B	83
Figura 55. Contorno de presión para los casos C y D.....	83
Figura 56. Turbulencia-Presión para los casos C y D.....	84
Figura 57. Presión-Velocidad para los casos C y D.....	85
Figura 58. Relación del VAN y TIR [59]	92
Figura 59. Forma del canal.....	107

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación de centrales hidroeléctricas	5
Tabla 2. Profundidades para lectura de correntómetro	8
Tabla 3. Factor de corrección de la velocidad.....	9
Tabla 4. Valores de diseño de la rugosidad de tubos	11
Tabla 5. Características de las turbinas hidráulicas	17
Tabla 6. Matriz de ponderación para el sistema de captación.....	26
Tabla 7. Coeficiente de escurrimiento del agua sobre el vertedero	29
Tabla 8. Caudal aproximado por aforo	30
Tabla 9. Coeficiente de Manning	32
Tabla 10. Cálculo teórico del diámetro de la tubería de presión.....	33
Tabla 11. Datos de entrada para cálculo de pérdidas	34
Tabla 12. Pérdidas mayores en el sistema.....	35
Tabla 13. Factor de fricción para tubería de acero comercial	37
Tabla 14. Cálculo de pérdidas menores	38
Tabla 15. Matriz de decisión para selección de la turbina	40
Tabla 16. Variación del ángulo del alabe.....	43
Tabla 17. Selección del diámetro del rotor	48
Tabla 18. Rango de aplicación de turbinas hidráulicas.....	50
Tabla 19. Selección de numero de álabes	51
Tabla 20. Espesor del álabe.....	53
Tabla 21. Ángulos del álabe.....	56
Tabla 22. Ángulo entre la fuerza hidráulica y el eje x	58
Tabla 23. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	65
Tabla 24. Valores medios del factor de carga	66
Tabla 25. Factores de confiabilidad K_e	67
Tabla 26. Diámetros cálculos del eje	68
Tabla 27. Fuerzas que actual en el eje principal	71
Tabla 28. Características de la turbina	74
Tabla 29. Costo obra civil	86
Tabla 30. Costos mecánicos y estimación eléctrica-electrónica	87
Tabla 31. Costos indirectos	87
Tabla 32. Costo total del proyecto	88

Tabla 33. Consideraciones para el cálculo del VAN y TIR.....	89
Tabla 34. Ingresos por venta de energía.....	90
Tabla 35. Resultado del VAN	90
Tabla 36. Cálculo del TIR 1 y TIR 2	91
Tabla 37. Resultados de interpolación	93
Tabla 38. Velocidad media	107

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1: Ubicación geográfica

Anexo 2: Estudio topográfico

Anexo 3: Caudal por aforo

Anexo 4: Valores requeridos de vida nominal L_{10h}

Anexo 5: Soporte de pie SNH para rodamientos da 20-40 mm

Anexo 6: Proforma de obra civil

Anexo 7: Proforma de elementos mecánicos

Anexo 8: Tasas de Interés Banco Central del Ecuador

NOMENCLATURA

A ; Área o sección.	I_0 ; Inversión realizada en el momento inicial.
a ; Paso real de la hélice.	I_1 ; Tasa de descuento del VAN con signo positivo y corresponde al VAN_1
b ; Velocidad de frotamiento.	I_2 ; Tasa de descuento del VAN con signo negativo y corresponde al VAN_2
C ; Capacidad de base dinámica mínima requerida para el rodamiento.	J ; Momento polar de inercia.
Cd ; Coeficiente de escurrimiento de agua sobre el vertedero.	K ; Coeficiente de pérdidas por accesorio.
C_0 ; Velocidad en el reservorio.	Ka ; Factor de superficie.
C_i ; Velocidad a la salida del inyector.	Kb ; Factor de tamaño.
D ; Diámetro de la tubería).	Kc ; Factor de carga.
D_e ; Diámetro exterior del rodete.	Kd ; Factor de temperatura.
d ; Distancia entre los puntos A y B.	Ke ; Factor de confiabilidad.
F ; Fuerza.	K_m ; Factor de momento flector.
Fhr ; Fuerza hidráulica resultante sobre el alabe.	K_t ; Factor de momento torsor.
Fhx ; Fuerza hidráulica horizontal sobre el alabe.	k ; Descuento o tipo de interés exigido a la inversión
Fhy ; Fuerza hidráulica vertical sobre el alabe.	L ; Longitud de la tubería.
Fc ; Factor de corrección.	La ; Longitud del álabe.
F_t ; Flujos de dinero en cada periodo t .	Lx ; Longitud de la solera del vertedero.
f ; Factor de fricción.	L_{10h} ; Vida nominal en horas de servicio.
G_b ; Generación de energía cinética de turbulencia debido a la flotabilidad.	M_{max} ; Momento flector máximo.
G_k ; Generación cinética de turbulencia debido a los gradientes de velocidad media.	N ; Revoluciones por minuto.
g ; Gravedad.	N_d ; Número de discos del rodete.
H ; Es la energía total.	n ; Coeficiente de rugosidad de Manning.
H_b ; Altura bruta.	n_e ; Número de vueltas de la hélice.
H_a ; Altura del vertedero.	P ; Carga dinámica equivalente.
H_{neta} ; Altura neta.	P_{man} ; Presión manométrica.
h ; La altura total.	Pot ; Potencia.
hc ; Altura de la lámina vertiente sobre la cresta.	P_0 ; Presión en el reservorio.
hf ; Pérdida de energía en la tubería por fricción.	P_i ; Presión a la salida del inyector.
h_{lm} ; Pérdida de energía en la tubería por cambios de dirección o accesorios.	P_a ; Peso de cada álabe.
hs ; Altura de sobrepresión por golpe de ariete.	P_{tr} ; Peso total del rodete.
	P_u ; Peso del álabe por unidad de longitud.
	p ; Exponente de la fórmula de vida en rodamientos.

Q ; Caudal.

r ; Radio.

S_d ; Esfuerzo de diseño.

S_e ; Límite de resistencia a la fatiga.

S_e' ; Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

T ; Torque.

T_{max} ; Momento torsor máximo.

t_n ; Número de períodos de tiempo.

t ; Tiempo de recorrido entre A y B.

v ; Velocidad del fluido.

v_m ; Velocidad media.

Y_M ; Representa la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la variación de disipación general.

Z_0 ; Nivel topográfico del reservorio

Z_i ; Nivel topográfico a la salida del inyector.

Z ; Número de álabes.

Letras griegas

α_k ; Número de Prandtl para k .

α_ϵ ; Número de Prandtl para ϵ .

γ ; Peso específico.

δ ; Densidad del fluido.

ϵ ; Rugosidad.

η ; Rendimiento.

μ ; Coeficiente de viscosidad dinámica.

ν ; Coeficiente de viscosidad cinemática.

ΔH_i ; Pérdida de presión por la fricción entre el agua y las paredes del inyector.

ΔH_t ; Pérdida de presión por la fricción entre el agua y las paredes de la tubería.

τ ; Esfuerzo en torsión.

$[\tau]$; Esfuerzo admisible a la torsión.

ϕ ; Ángulo entre la velocidad tangente y la absoluta a la salida del álabe.

RESUMEN

Uno de los principales objetivos es cubrir el déficit eléctrico que se produce en las zonas rurales, incentivando la generación de energía eléctrica con la utilización de fuentes renovables. Con estas consideraciones se plantea el presente estudio de selección y diseño de una turbina hidráulica aplicada a una minicentral hidroeléctrica, en el cual se describen las características de los componentes mecánicos necesarios para su funcionamiento. Con base en un análisis hidráulico, se selecciona una turbina Michell-Banki la cual posee una eficiencia del 82 % considerando un amplio rango de caudal y bajo costo de construcción. En este estudio se presenta el diseño hidráulico de la turbina verificando su comportamiento mediante el programa de simulación ANSYS; además del diseño mecánico de sus componentes, donde se determina las siguientes características nominales: 35 kW generados, caudal de diseño $0.3 \text{ m}^3/\text{s}$ y altura neta igual a 14.724 m. Finalizando con un análisis económico mediante los indicadores financieros del VAN Y TIR los cuales presentan un panorama de factibilidad para la implementación del proyecto.

Palabras claves: Caudal, altura, turbina, ANSYS, VAN, TIR

ABSTRACT

One of the main objectives is to cover the electricity deficit that occurs in rural areas, encouraging the generation of electricity with the use of renewable sources. With these considerations, the present study of selection and design of a hydraulic turbine applied to a mini-hydroelectric plant is presented, in which the characteristics of the mechanical components necessary for its operation are described. Based on a hydraulic analysis, a Michell-Banki turbine is selected, which has an efficiency of 82% considering a wide flow range and low construction cost. This study presents the hydraulic design of the turbine verified its behavior through the ANSYS simulation program in addition to the mechanical design of its components, where the following nominal characteristics are determined: 35 kW generated, design flow 0.3 m³/s and net height equal to 14.724 m. Finishing with an economic analysis through the financial indicators of the VAN and TIR which present a feasibility panorama for the implementation of the project.

Keywords: Flow, height, turbine, ANSYS, VAN, TIR

INTRODUCCIÓN

El Consejo Provincial de Pichincha pretende solucionar la demanda de energía eléctrica para siete Juntas Parroquiales del sector de la Laguna de San Marcos de la Provincia de Pichincha, que actualmente, no tienen el servicio básico de energía eléctrica para su desarrollo.

La generación de energía eléctrica es uno de los pilares en el desarrollo de una comunidad y el estudio de prefactibilidad de una minicentral hidroeléctrica pretende contribuir con este objetivo.

El principal elemento en una central hidroeléctrica es la turbina, ya que es la encargada de la conversión de energía potencial, cinética y mecánica en energía eléctrica, por tal razón es fundamental contar con un diseño confiable que sirva de base para estudios futuros de factibilidad y construcción de la minicentral hidroeléctrica.

Los objetivos planteados para el presente proyecto se detallan a continuación: El objetivo general es diseñar y simular una turbina hidráulica para una minicentral hidroeléctrica ubicada en el canal de riego occidental de la Laguna de San Marcos; y los objetivos específicos son: determinar los parámetros principales de la turbina y de la tubería de carga–descarga mediante el recurso hídrico en el canal de riego; dimensionar los componentes de la turbina y de la tubería de carga–descarga para el estudio planteado; analizar los resultados obtenidos mediante la simulación para verificar su factibilidad; realizar el análisis de costos de implementación de los componentes utilizados para garantizar su prefactibilidad.

El presente estudio hace referencia a la selección, diseño y simulación de una turbina hidráulica para una minicentral hidroeléctrica ubicada en el canal de riego occidental de la Laguna de San Marcos, para lo cual se tomaron en consideración los factores del caudal y altura que permitieron llegar al objetivo planteado.

En el capítulo I se presenta una fundamentación teórica que permitió definir los conceptos necesarios para que el diseño hidráulico de la turbina sea adecuado para el proyecto. Los principales parámetros considerados fueron el caudal, la presión, el

número de Reynolds, la ecuación de continuidad, ecuación de energía de Bernoulli, entre otros.

En el capítulo II y partiendo del sitio definido por el Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Pichincha se realiza la selección del método de captación de agua, la selección del tipo de turbina en base a las variables proporcionadas de altura y caudal, la longitud y ubicación de tubería y accesorios necesarios para el transporte de agua considerando las pérdidas producidas, las cuales pueden aumentar o disminuir la capacidad de generación. Además del diseño hidráulico y mecánico de los principales elementos de la turbina seleccionada.

En el capítulo III se realiza la comprobación hidráulica de los resultados teóricos obtenidos en el capítulo II, divididas en dos etapas, la primera que permite la verificación de los esfuerzos que soporta el eje principal; y la segunda etapa, donde se presenta el entorno de la dinámica de fluidos computacional CFD con su desarrollo, procedimiento de generación y validación de los mismos, mencionando los modelos matemáticos empleados en el estudio; además de exponer mediante graficas comparativas el comportamiento del fluido dentro de la turbina cuando existe variación en los parámetros de velocidad y presión.

En el capítulo IV se realizó un breve estudio de costos para determinar la prefactibilidad de construcción de la micro central hidroeléctrica diseñada, considerando índices financieros como el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR).

CAPÍTULO I

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

1.1 Antecedentes

El sector eléctrico en las décadas de los 70's y 80's experimentó un gran desarrollo bajo el impulso del Instituto Ecuatoriano de Electrificación INECEL, y a partir del año 1999 se comenzó con el modelo empresarial para la generación, transmisión y distribución de energía eléctrica.

La necesidad de aumentar la provisión de energía eléctrica ha llevado a repotenciar los proyectos de las centrales hidroeléctricas aprovechando los recursos hídricos que existen en el país.

En el desarrollo de las minicentrales hidroeléctricas se ha considerado el aprovechamiento de bajos caudales que permiten generar energía eléctrica para los sectores aledaños a estos. Es el caso del de las aguas de los ríos Arturo, Boquerón y San Pedro que llegan a la Laguna de San Marcos.

El caudal de estos ríos es transportado por túneles de aducción: Arturo - Boquerón, Boquerón - San Pedro y San Pedro - La Rápida, hasta la orilla de la Laguna de San Marcos que tiene 2 millones de metros cúbicos de agua y con la construcción de una represa de 870 metros de longitud, se obtendrá una reserva de 10 millones de metros cúbicos [1].

De la Laguna se obtiene un caudal de agua hacia el túnel de trasvase que posee una longitud de 5 km y que atravesará las montañas hasta desembocar en el caudal natural del Río La Chimba, y recorrerá 10 km hasta la "*laguna de regulación*", en donde el canal principal de 67 km va desde Olmedo hasta Malchinguí [1].

1.2 Energía hidráulica

La energía hidráulica es una fuente de energía renovable la cual se basa en el aprovechamiento y transformación de la energía potencial disponible en un reservorio natural o artificial, la cual se transforma en energía cinética durante su caída. La

energía mecánica obtenida mediante la caída es utilizada para el movimiento de ciertos elementos los cuales están destinados a la generación de energía eléctrica. Como estrategia inicial se debe escoger el máximo aprovechamiento con la mayor altura disponible y de esta manera utilizar la menor cantidad de agua requerida para satisfacer la necesidad de energía y potencia [2].

La generación de energía eléctrica representa un uso no consuntivo del recurso hídrico ya que una vez aprovechado es regresado a su cauce natural, sin la alteración de sus propiedades físicas o químicas [3].

1.3 Clasificación de las centrales hidroeléctricas

1.3.1 Según el tipo de embalse

- a) **Centrales de agua fluyente:** Estas centrales no contiene embalse por lo que el caudal del río es variable según las estaciones climáticas en el año. Esta central trabaja con el caudal del Río para el accionamiento de las turbinas hidráulicas. Durante la época seca la potencia disminuye mientras que en la temporada de precipitaciones abundantes se obtiene la máxima potencia, en la Figura 1 se muestran los componentes principales de este tipo de central [4].



Figura 1. Componentes de una central de agua fluyente [5]

- b) **Centrales de embalses:** En estas centrales se construye una o varias presas por encima de la ubicación de las turbinas hidráulicas para la captación del agua y

así enviar la cantidad necesaria de agua a las turbinas, en la Figura 2 se muestran los componentes principales [6].

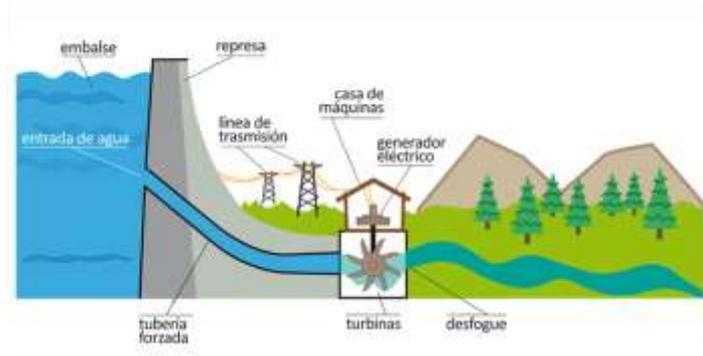


Figura 2. Componentes de una central de embalse [7]

- c) **Centrales a pie de presa:** En el tramo del río con mayor desnivel se construye una presa y a continuación la casa de máquinas, la Figura 3 muestra un esquema de este tipo de central.

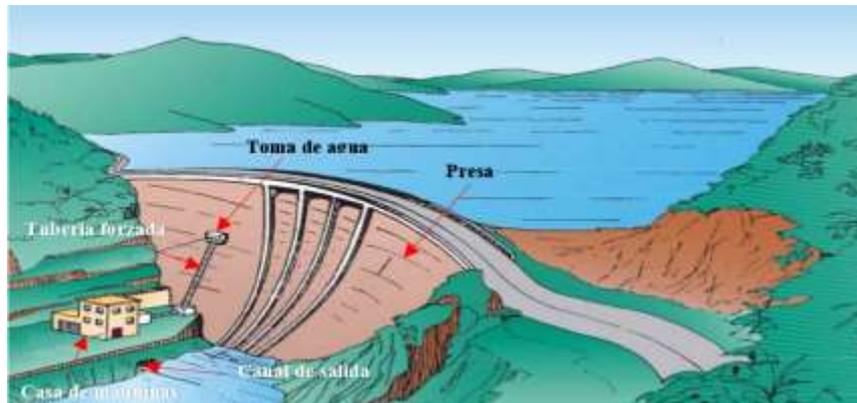


Figura 3. Componentes de una central a pie de presa [8]

- d) **Centrales por derivación de aguas:** Del río se desvía las aguas para una pequeña presa mediante un canal, en el que se tienen pérdidas menores de desnivel con respecto a un pequeño depósito llamado cámara de carga o de presión, la Figura 4 presenta un esquema de sus partes principales [9].

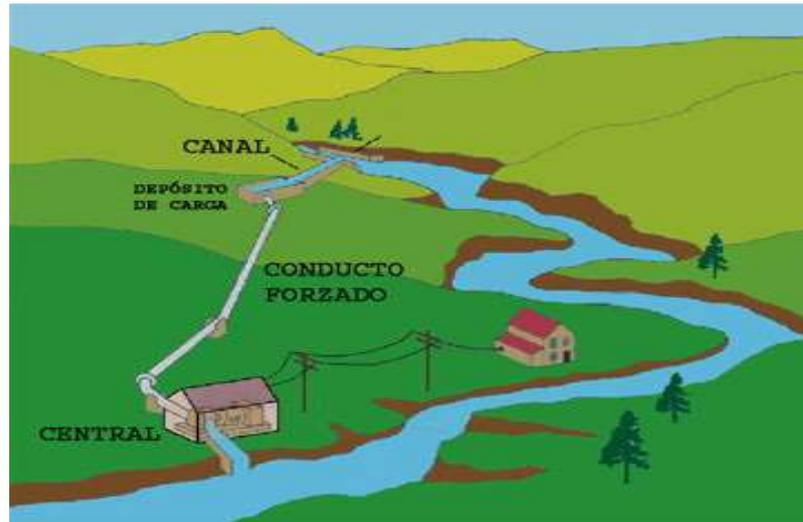


Figura 4. Componentes de una central por derivación de las aguas [10]

1.3.2 Según la altura neta del salto

Esta clasificación es de suma importancia ya que la altura neta determina el tipo de instalaciones del aprovechamiento hidroeléctrico (presa, canal de derivación, conducto forzado, turbinas). Aunque las centrales de gran altura presentan características diferentes de las centrales de pequeña altura, es prácticamente imposible delimitar una línea divisoria entre ambas, lo más común es establecer intervalos fijos, útiles con fines estadísticos [11].

- Saltos de pequeña altura: $H \leq 14.99$ m.
- Saltos de mediana altura: $15 \leq H \leq 49.99$ m.
- Saltos de gran altura: $H \geq 50$ m.

1.3.3 Por la potencia generada

Los límites de la clasificación son convencionales y relativas según las posibilidades hidroeléctricas de cada país. En el Ecuador, el Servicio Ecuatoriano de Normalización presenta la clasificación para las centrales hidroeléctricas según la norma INEN 59:2012, la cual se muestra en la Tabla 1 [12]:

Tabla 1. Clasificación de centrales hidroeléctricas [12]

Centrales hidroeléctricas	Capacidad
Grandes	Mayor a 50 MW
Medianas	Mayor a 10 MW hasta 50 MW
Pequeñas	Desde 1 MW hasta 10 MW
Mini	Mayor a 100 kW menor a 1000 kW
Micro	Desde 5 kW hasta 100 kW
Pico	Menores a 5kW

1.4 Partes principales de una central hidroeléctrica

- a) **Cámara de carga:** Es una estructura que permite captar el agua de la fuente hídrica la cual servirá de alimentación para la tubería de presión, dicha cámara de carga contiene elementos fundamentales que permiten separar los objetos extraños los cuales pueden filtrarse, además de permitir regular el caudal de ingreso tanto en épocas de estiaje y avenidas.

- b) **Tubería de presión:** La tubería de presión es la encargada de transportar agua desde la cámara de carga hacia la casa de máquinas, esta debe estar diseñada para soportar la presión que produce la columna de agua, además de la sobrepresión que provoca el golpe de ariete en caso de una parada brusca en el funcionamiento de la turbina.

- c) **Casa de máquinas:** Es una estructura civil que contiene el equipo electromecánico, donde se realiza la conversión de energía, generalmente se deben colocar cerca del afluente al cual se entregará el agua turbinada y terrenos estables para evitar el depósito excesivo de sedimentos en el canal de descarga.

- d) **Canal de descarga:** Es el elemento por el cual circula el agua después de entregar energía a la turbina.

1.5 Ventajas y desventajas de las centrales hidroeléctricas

Entre las ventajas de las centrales hidroeléctricas encontramos las siguientes:

- Disponibilidad ya que el ciclo del agua lo convierte en un recurso inagotable.
- Energía limpia y barata no produce gases de invernadero y la explotación del recurso es de bajo costo y de manera eficiente.
- Las minicentrales por derivación de aguas no necesitan de construcción de presas ni de embalses, por lo reduce en gran parte de los efectos perjudiciales en su entorno.
- La turbina hidráulica es una máquina sencilla, eficiente y segura, cuya puesta en marcha y detención es rápida, también requiere poco control de mantenimiento reduciendo los costos.

Entre las desventajas de las centrales hidroeléctricas encontramos las siguientes:

- La construcción y puesta en marcha requiere inversiones importantes.
- Los aprovechamientos hidráulicos suelen encontrarse alejadas de la población por lo cual es necesario transportar la energía producida a través de redes, aumentando el costo.
- Los embalses afectan los cauces, provocando erosión y afectando al ecosistema del lugar.

1.6 Parámetros de diseño

1.6.1 Caudal

Se define como el volumen de líquido que fluye por unidad de tiempo.

$$Q = v \cdot A \quad (1)$$

Donde:

Q ; Caudal (m^3/s).

v ; Velocidad del fluido (m/s).

A ; Área o sección (m^2).

1.6.1.1 Métodos de medición del caudal

Desde hace varios años el ser humano se ha visto en la necesidad de realizar estudios sobre el comportamiento físico del agua ya sea en movimiento o en reposo. Es por este

motivo que ha desarrollado varios instrumentos que le permitan registrar valores como velocidad, temperatura, presión y caudal, siendo este último una de las variables más interesantes puesto que de acuerdo con él se evalúan la disponibilidad del recurso hídrico. A continuación, se muestran algunos de los métodos existentes para su medición:

a) Correntómetro

Es un instrumento el cual permite realizar la medición de la velocidad y dirección de las corrientes de agua, los más empleados son los de hélice que son de varios tamaños; cuando mayores sean los caudales y velocidades mayor debe ser el tamaño del instrumento. La Figura 5 muestra un correntómetro de hélice [13].



Figura 5. Correntómetro [13]

Para obtener la velocidad media de un curso de agua se debe realizar la medición en dos, tres o más puntos ubicados en diversas profundidades a lo largo del canal. El principio radica en el número de revoluciones por unidad de tiempo que realizan las hélices, la fórmula general para este tipo de instrumentos se expresa en la Ecuación 2:

$$v = a \cdot n_e + b \quad (2)$$

Donde:

n_e ; Número de vueltas de la hélice (s).

a ; Paso real de la hélice (m).

b ; Velocidad de frotamiento (m/s).

Las profundidades sugeridas para realizar las mediciones vienen dadas en la Tabla 2:

Tabla 2. Profundidades para lectura de correntómetro [14]

Tirante de agua d (cm)	Profundidad de la lectura (cm)
< 15	$d/2$
$15 < d < 45$	$0.6d$
> 45	$0.2d$ y $0.8d$ o $0.2d, 0.6d, 0.8d$

b) Método del flotador

Este método se utiliza cuando no se dispone de instrumentos de medición, para su aplicación se utiliza cualquier elemento el cual se mantenga a flote con la ayuda de este objeto se mide la velocidad superficial del agua.

Primero selecciona un tramo que sea uniforme y se toma una distancia entre dos puntos A y B, luego se arroja el flotador y se toma el tiempo que se demora en recorrer la distancia en entre A y B. Para el cálculo del caudal se aplican las Ecuaciones 3 y 4:

$$v_m = \frac{d}{t} \quad (3)$$

$$Q = Fc \cdot v_m \cdot A \quad (4)$$

Donde:

d ; Distancia entre los puntos A y B (m).

t ; Tiempo de recorrido entre A y B (s).

Fc ; Factor de corrección (adimensional).

v_m ; Velocidad media (m/s).

Los valores obtenidos por la aplicación de este método son aproximados, por lo cual necesitan ser corregidos por factores empíricos de corrección (Fc). La Tabla 3 muestra el factor Fc para algunos tipos de canal, lechos de río y tipos de material [14].

Tabla 3. Factor de corrección de la velocidad [14]

Tipos de arroyo	Factor de corrección de velocidad	Precisión
Canal rectangular con lados y lechos lisos	0.85	Buena
Río profundo y lento	0.75	Razonable
Arroyo pequeño de lecho Parejo y liso	0.65	Mala
Arroyo rápido y turbulento	0.45	Muy mala
Arroyo muy poco profundo De lecho rocoso	0.25	Muy mala

1.6.2 Presión

Se define como la relación que resulta al aplicar una fuerza sobre una superficie. La expresión usada para definirla es:

$$P_{man} = \frac{F}{A} \quad (5)$$

Donde:

P_{man} ; Presión manométrica (Pa).

F ; Fuerza (kg).

La escala de medición de presiones utilizada regularmente es la presión relativa o manométrica, la cual es medida con relación a la atmosférica. La presión absoluta es la presión medida con respecto al vacío perfecto y la presión atmosférica varia con su ubicación sobre la superficie terrestre y las condiciones climáticas.

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man} \quad (6)$$

La carga de presión viene dada por la Ecuación de Bernoulli.

$$H = h + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \quad (7)$$

Donde:

H ; Es la energía total (m).

h ; La altura total (m).

γ ; Peso específico (N/m³).

g ; Gravedad (m/s²).

Aplicando la ecuación de Bernoulli a un sistema en dos posiciones se constata que:

$$h_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + H \quad (8)$$

1.6.3 Número de Reynolds

Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el régimen de flujo dentro de las tuberías, es decir, laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, densidad, viscosidad y la velocidad de flujo, dando como resultado un valor numérico adimensional el cual relaciona estos parámetros.

Considerando como régimen laminar si $Re < 2000$ y turbulento si $Re > 4000$. Entre estos valores se encuentra la denominada zona crítica donde el comportamiento del fluido es impredecible pudiendo ser laminar, turbulento o de transición [15].

$$Re = \frac{\delta D v}{\mu} = \frac{D v}{\nu} \quad (9)$$

Donde:

D ; Diámetro de la tubería (m).

ν ; Coeficiente de viscosidad cinemática (m^2/s).

μ ; Coeficiente de viscosidad dinámica (Pa·s).

δ ; Densidad del fluido (kg/m^3).

1.6.4 Rugosidad relativa

Es la relación entre el diámetro de la tubería “ D ” y la rugosidad promedio de su pared ε . La rugosidad de la tubería depende del material del que se encuentre fabricado el tubo y su método de fabricación [16].

$$\frac{D}{\varepsilon} \quad (10)$$

Donde:

ε ; Rugosidad (m), (pies).

Tabla 4. Valores de diseño de la rugosidad de tubos [17]

Material	Rugosidad ε (mm)	Rugosidad ε (pies)
Acero remachado	0.9 - 9	0.003 - 0.03
Concreto	0.3 - 3	0.001 - 0.01
Madera	0.2 - 0.9	0.0006 - 0.003
Hierro fundido	0.26	0.00085
Acero galvanizado	0.15	0.0005
Acero comercial, hierro forjado	0.046	0.00015
PVC	0.0015	0.000005

1.6.5 Factor de fricción

El factor de fricción es un parámetro adimensional que se utiliza para el cálculo de las pérdidas producidas por fricción a lo largo de la tubería.

$$f = \frac{0.25}{\left(\log \left[\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right)^2} \quad (11)$$

1.6.6 Cavitación

Es un fenómeno físico que se produce cuando existen bajas presiones o cambios bruscos de velocidad, provocando que el líquido pase a estado gaseoso e instantes después regrese a su estado líquido como se muestra en la Figura 6.

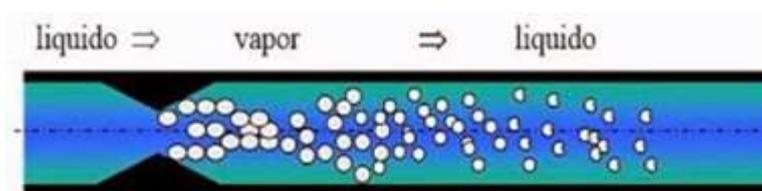


Figura 6. Cavitación [18]

La condición de paso de líquido a vapor depende de dos parámetros: presión y temperatura. A presión atmosférica el agua se evapora a 100 °C, cuando la presión decrece el proceso de evaporación comienza a una temperatura menor. La Figura 7 indica a que presión y temperatura inicia el cambio de estado el agua [19].

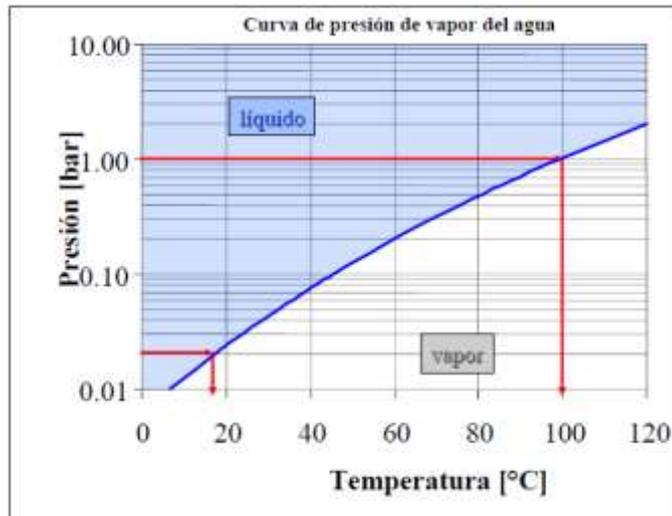


Figura 7. Curva de presión de vapor de agua [19]

1.6.7 Golpe de ariete

El fenómeno de golpe de ariete, también denominado transitorio, consiste en la alternancia de depresiones y sobrepresiones debido al movimiento oscilatorio del agua en el interior de la tubería, es decir, es una variación que se puede producir tanto en impulsiones como en abastecimientos por gravedad [20].

Una forma menos severa del golpe de ariete es la llamada oscilación que es un movimiento en forma de vaivén (semejante al movimiento de una ola) causado por las fluctuaciones internas de presión, ambos efectos causan los mismos daños dentro la tubería [21].

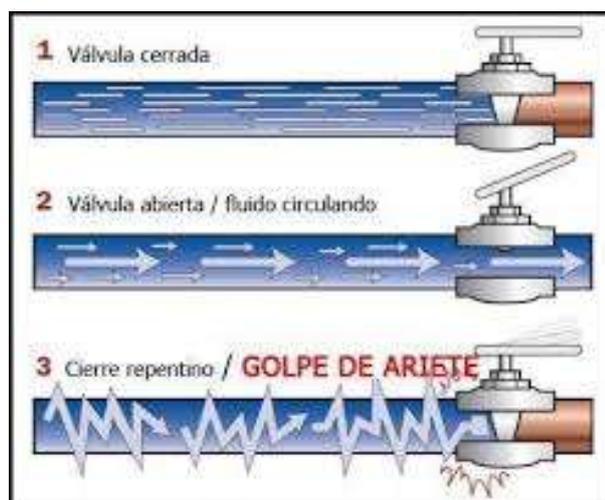


Figura 8. Golpe de ariete [22]

1.6.8 Pérdidas de carga en las tuberías

El flujo de un fluido por una tubería o canal viene acompañado por diferentes factores que producen pérdidas de energía, conviene distinguir entre pérdidas primarias y secundarias. Las pérdidas primarias tienen lugar en los tramos de conducción de la tubería por la fricción de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que la contiene, mientras que las pérdidas secundarias tienen lugar en los cambios de sección (codos, válvulas, entre otros) denominados accesorios [23].

1.6.8.1 Pérdidas por fricción

Para el cálculo de pérdidas por fricción en régimen turbulento es recomendable utilizar la Ecuación experimental de Darcy-Weisbach, tomando en cuenta que el flujo turbulento es impredecible se opta por calcular el factor de fricción mediante una forma iterativa [23].

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (12)$$

Donde:

L ; Longitud de la tubería (m).

f ; Factor de fricción (adimensional).

hf ; Pérdida de energía en la tubería por fricción (m).

Para un régimen laminar $f = \frac{64\nu}{VD} = \frac{64}{Re}$ cómo se observa f , en régimen laminar es independiente de la rugosidad de las paredes e inversamente proporcional a Re [23].

1.6.8.2 Pérdidas menores

Las pérdidas menores son ocasionadas por los accesorios colocados a lo largo de la tubería los cuales incurren en una pérdida de presión y consecuentemente una pérdida de altura de generación [24].

$$h_{lm} = K \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (13)$$

Donde:

K ; Coeficiente de pérdidas por accesorio (adimensional).

h_{lm} ; Pérdida de energía en la tubería por cambios de dirección o accesorios (m).

1.6.9 Ecuación de continuidad

La Figura 9 muestra una reducción en la sección transversal de la tubería entre el punto A1 al punto A2, la cantidad del líquido que pasa por ambos puntos es la misma, por lo cual el caudal en el punto A1 es el mismo en el punto A2, a esto se denomina ecuación de la continuidad [25].

$$Q_1 = Q_2 \quad A_1 V_1 = A_2 V_2 \quad (14)$$

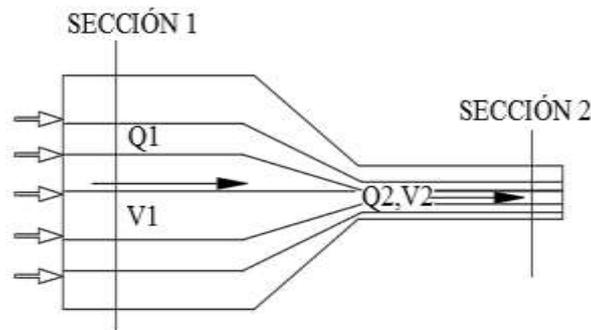


Figura 9 Ecuación de continuidad [25]

La fórmula expresada anteriormente es para fluidos incompresibles de tal forma que la velocidad del fluido en la sección transversal mayor tiene una menor velocidad mientras que al pasar por la sección transversal menor el líquido incrementa su velocidad [25].

1.7 Turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas llamadas también turbomáquinas hidráulicas son dispositivos capaces de aprovechar la energía cinética, potencial y de presión que contiene el fluido que pasa a través de ella y convertirla en energía mecánica. Estas turbinas tienen mayores velocidades rotacionales y eficiencias por lo cual facilitan la transformación de la energía mecánica en energía eléctrica. La Figura 10 muestra un esquema de esta.



Figura 10. Esquema de una turbina hidráulica [26]

1.8 Componentes principales de una turbina hidráulica.

1.8.1 Rodete

Es la parte principal de toda turbomáquina donde se genera el intercambio energético con el fluido. Está compuesto por un disco con álabes. Los rodetes suelen ser axiales, radiales, mixtos o tangenciales, Figura 11.

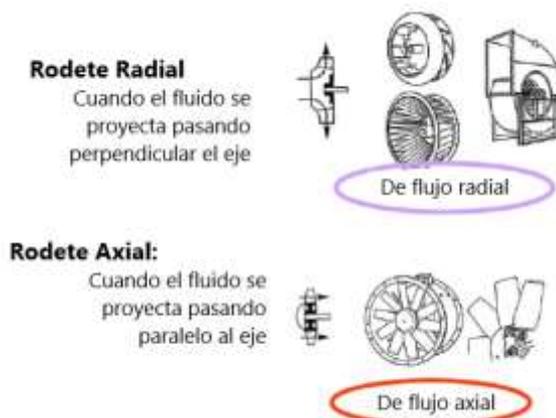


Figura 11. Tipos de rodetes [27]

1.8.2 Eje o árbol

El eje o árbol es parte constitutiva del rodete y está unido mediante acoples a un generador, transformando el movimiento de rotación en energía eléctrica.

1.8.3 Distribuidor o inyector

Es el elemento encargado de dirigir el agua desde la entrada de la turbina hacia el rodete; es decir permite regular la cantidad de agua que entra a la turbina, también transforma la energía de presión en energía de cinética.

1.8.4 Álabes directores

Se denomina álabes fijos al estator por la cual pasa el fluido antes del rodete para el intercambio energético. Los álabes directores ayudan a regular el flujo, abriéndose o cerrándose como una válvula para regular el caudal que ingresa a la turbomáquina.

1.8.5 Cojinetes, rodamientos

Los rodamientos o cojinetes transfieren el esfuerzo principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de contacto deslizante [28]. Para determinar el tipo de rodamiento se deben considerar factores como la carga, fricción, el calor, lubricación, tolerancias de maquinado, ensamble, uso, costo entre otros factores.

Existen varios tipos de rodamientos por ejemplo los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales, los rodamientos de rodillos a rotula pueden soportar desalineaciones y cargas elevadas.

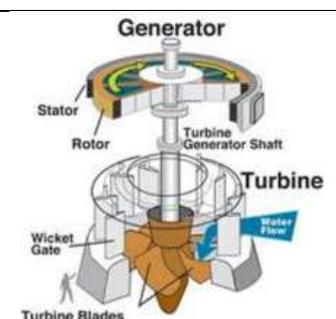
1.8.6 Sellos

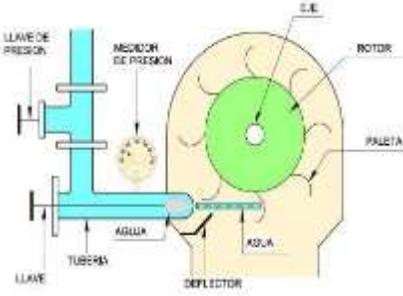
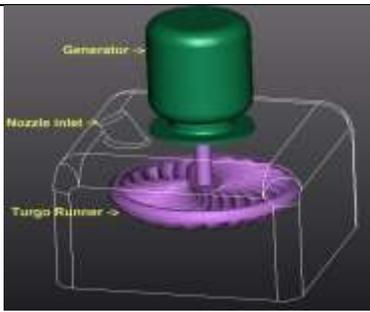
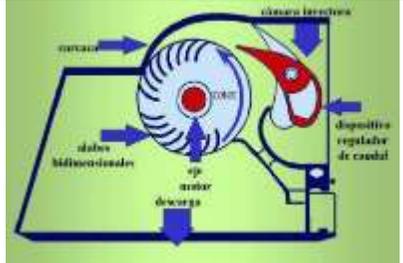
Los sellos de tipo radial son usados en turbinas, su función principal es crear un sellado entre el eje de la turbina y la carcasa. Dependiendo de la presión, se puede utilizar dos o más anillos de carbón, es un sello confiable, fácil de instalar y de bajo mantenimiento [29].

1.9 Características de las turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas se clasifican en turbinas de acción y turbinas de reacción. La turbina de acción transforma la energía de presión del fluido en energía cinética del chorro. La turbina de reacción transforma solo parte de la energía de presión del fluido en energía cinética. En la Tabla 5 se describe las características de las turbinas más utilizada.

Tabla 5. Características de las turbinas hidráulicas

Turbinas de reacción							
Turbina	Características	Ns (rpm)	Eficiencia (%)	Caudales (m³/s)	Altura (m)	Potencia (kW)	Esquema
Francis	<p>Construcción similar a la de una bomba centrífuga</p> <p>Peligro de cavitación entrada y salida de los álabes</p> <p>Álabes ajustables</p>	50-450	80-93	0.5-100	5-350	2-1000	
Kaplan	<p>Problemas de transporte por su gran tamaño</p> <p>Peligro de cavitación</p> <p>Rodete compuesto de pocas palas, que le confieren forma de hélice de barco</p>	350-600	88-93	0.8-1000	2-40	2-210	

Turbinas de acción							
Turbina	Características	Ns (rpm)	Eficiencia (%)	Caudales (m ³ /s)	Altura (m)	Potencia (kW)	Esquema
Pelton	<p>Sobre los 800m es la única aplicable.</p> <p>Puede utilizar múltiples chorros (6) aumenta la eficiencia.</p> <p>Riesgo de cavitación bajo, problemas de erosión por gotas de agua y sólidos en suspensión.</p>	8-70	70-91	0.05-50	50-1300	2-300000	
Turgo	<p>Alternativa a una turbina Francis si el caudal es muy variable.</p> <p>Usadas en instalaciones hidráulicas pequeñas.</p> <p>Bajo costo.</p>	60-260	65-90	0.025-10	50-250	5-8000	
Michell-Banki	<p>Construcción simple, bajo costo</p> <p>El diámetro de la turbina no depende necesariamente del caudal.</p> <p>No están expuestas a cavitación</p>	40-200	65-84	0.05-5	5-200	1-750	

CAPÍTULO II

DISEÑO Y SELECCIÓN DE UNA TURBINA HIDRÁULICA

En este capítulo se diseñarán todos los elementos constitutivos de la minicentral hidroeléctrica.

Se considerará la ubicación geográfica y el estudio topográfico realizado en la Laguna de San Marcos, así como el caudal proporcionado por el Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Pichincha.

Se diseñará la tubería de presión, accesorios a utilizarse y el tipo de turbina de acuerdo con la altura vs caudal que se tiene en este proyecto.

2.1 Ubicación geográfica

La Laguna de San Marcos está ubicada en la Parroquia de Olmedo y pertenece a la Reserva Ecológica Cayambe-Coca, Cantón Cayambe.

El Instituto Geográfico Militar ubica la Laguna de San Marcos bajo la Norma PSDAT56 a 169.750 m al Este y 12.700 m al Norte y según la norma W6584 a 169.800 m Este y 12.500 m Norte. Sus coordenadas geográficas son $77^{\circ} 57.5'$ de longitud Oeste y $0^{\circ} 7'$ de latitud Norte (Anexo 1).

En la Figura 12 se muestra el lugar indicado para el proyecto a realizar, dando una perspectiva de la ubicación de los componentes de la pequeña central hidroeléctrica, en la Figura 13 se observa con mayor acercamiento la ubicación de la tubería destinada al transporte de agua hacia la casa de máquinas.



Figura 12. Ubicación de la minicentral [30]



Figura 13. Ubicación de la tubería de presión [30]

2.2 Estudio topográfico

Para la definición del proyecto es necesario determinar el sitio donde se puede instalar los diferentes elementos que componen la minicentral, de ahí la importancia de realizar un estudio topográfico.

El estudio topográfico se realizó con la ayuda de un personal especializado, y un equipo de medición digital. Se tomó como referencia la altura que la Laguna tendrá cuando se complete los trabajos de embalse proyectados y el sitio actual de canal por donde se alimentará el agua de los ríos a la Laguna. Esto permitió que se determine la altura entre la toma de agua y la ubicación de la turbina a diseñar, cabe señalar también que, los personeros del Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Pichincha sugirieron la ubicación para el estudio de la minicentral hidroeléctrica.

Los resultados, medidas y topografías obtenidas son (Anexo 2):

- Nivel de la represa 4115.939 m
- Nivel de la toma de agua 4152.896 m
- Nivel de ubicación de la turbina 4129.339 m
- Nivel de descarga del agua de la turbina a la laguna 4121.380 m

De lo cual se selecciona una altura de 22 m.

2.3 Descripción del método de diseño

Para diseñar la turbina hidráulica que se va a implementar se deben seguir en orden cronológicos los siguientes pasos:

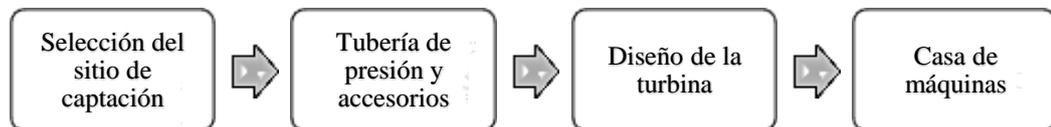


Figura 14. Método de diseño

- a. Selección del sitio de captación del agua para asegurarse que exista un abastecimiento continuo, aún en épocas en las que el flujo de agua no sea continuo.
- b. El diseño de la tubería de presión, encargada de transportar el agua mediante la gravedad hacia la turbina.
- c. Selección y diseño de la turbina adecuada según los parámetros recibidos del Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Pichincha y los cálculos teóricos realizados.
- d. Área aproximada de la casa de máquinas.

En las Figuras 15 y 16 se representan en forma esquemática como se realizará la implementación de la minicentral hidroeléctrica en la Laguna de San Marcos.

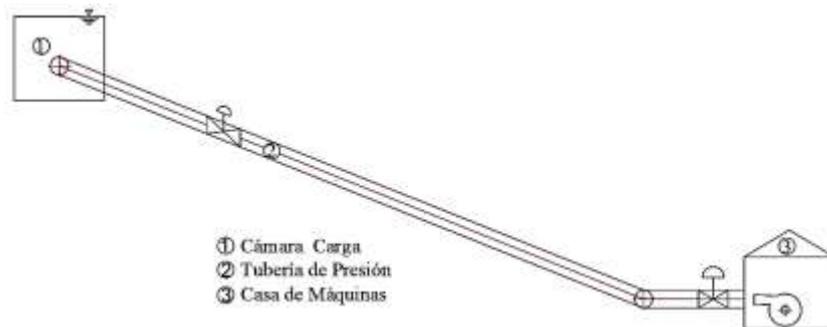


Figura 15. Esquema de implementación (Vista lateral)

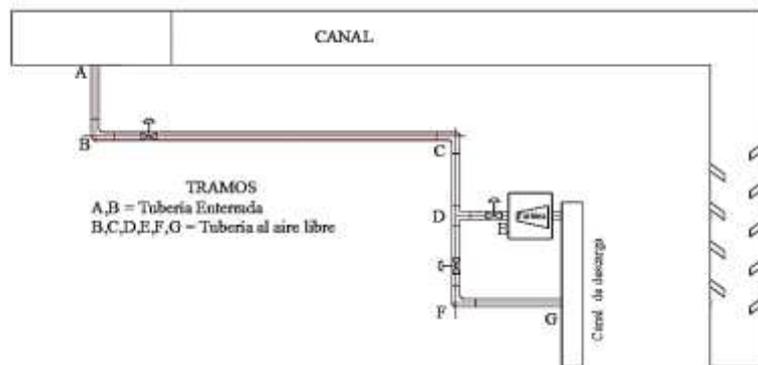


Figura 16. Esquema de implementación (Vista superior)

2.4 Cámara de carga

La cámara de carga tiene una estructura hidráulica cuya función es la conexión entre el canal de riego y la tubería de presión. Sus características son:

- Recoger el exceso del agua cuando existe un aumento de caudal que llega al canal.
- Tener una capacidad volumétrica para el almacenamiento de agua, lo cual permite que siempre se tenga un volumen de agua que permite mantener una altura suficiente sobre la tubería de presión.
- Impedir la creación de burbujas de aire al ingresar a la tubería de presión.
- Recoger la sedimentación de materiales sólidos que podrían ingresar a la tubería de presión.

En la Figura 17 se determinan la posición de la tubería de presión respecto a la cámara de carga y sus diferentes alturas que se consideraran para el diseño de la misma.

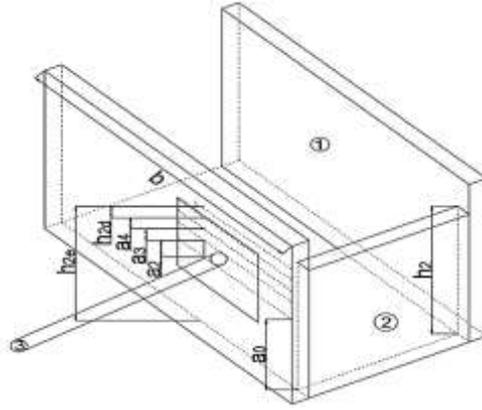


Figura 17. Esquema de cámara de carga [31]

2.4.1 Dimensionamiento de la cámara de carga

Se determina un valor de altura de la cámara que evite el ingreso de sedimentos a la tubería de presión. Ortiz [31] recomienda un valor a_1 entre $0.3 < a_1 < 0.5 \text{ m}$.

Se asume un valor promedio de $a_1 = 0.4 \text{ m}$

Se debe sumar el valor del diámetro exterior de la tubería de presión, que se define como a_2 .

$$a_2 \approx D \tag{15}$$

$$a_2 \approx 0.3239 \text{ m}$$

Para evitar que el vórtice creado por el flujo del agua no produzca cavitación se agrega una altura mínima equivalente a $0.5D < a_3 < 1.5D$, Ortiz [31] recomienda un valor mínimo para $a_3 = 0.3 \text{ m}$

$$0.16195 < a_3 < 0.48585$$

Por lo que se asume $a_3 = 0.3 \text{ m}$.

El golpe de ariete crea un aumento del nivel del agua en el tanque de carga, Ortiz [31] recomienda sumar un valor mínimo $a_4 = 0.3 \text{ m}$.

De acuerdo con la altura de conducción h_1 , de la topografía del sitio escogido, y la calidad del agua en el tanque de carga, se toma un valor para la cámara de carga $h_2 = 1.20 \text{ m}$.

Los valores probables para la velocidad media de la cámara de carga están entre $V_2 = 1.0 - 0.8 - 0.6 \text{ m/s}$. Se asume un valor promedio de: $V_2 = 0.8 \text{ m/s}$.

El ancho del tanque de carga se calcula con la Ecuación 16.

$$b_2 = \frac{Q}{V_2 \cdot h_2} \quad (16)$$
$$b_2 = 1.25 \text{ m}$$

La altura del volumen de agua en el tanque para el inicio de la operación es se calcula con la Ecuación 17.

$$h_{2d} = \frac{Q}{7 \cdot b_2 \cdot \sqrt{h_2}} \quad (17)$$
$$h_{2d} = 0.0312 \text{ m}$$

Se determina h_{2e} con la Ecuación 18.

$$h_{2e} = a_1 + a_2 + a_3 + h_{2d} \quad (18)$$
$$h_{2e} = 1.055 \text{ m}$$

Se comparan las alturas h_{2e} y h_2 cumpliendo la condición presentada a continuación.

$$h_{2e} < h_2$$
$$1.055 \text{ m} < 1.20 \text{ m}$$

Si cumple esta condición los valores asumidos son los correctos.

La longitud de la cámara de carga se determina con la siguiente Ecuación 19 [31]:

$$L_2 = 0.304 \cdot \left(\frac{Q \cdot L \cdot \sqrt{h_2}}{h_{2e} \cdot D^2} \right) \quad (19)$$
$$L_2 = 90.263 \text{ m}$$

La longitud del canal de riego es mayor a la longitud calculada para cumplir con las condiciones de funcionamiento de la cámara de carga.

2.5 Selección del método de captación

En el sitio seleccionado para la captación del agua, se analizó los métodos que se podría optar para su mejor funcionamiento, se determinó las siguientes alternativas:

- Compuertas metálicas
- Vertedero

La Figura 18 muestra un esquema del lugar de captación.

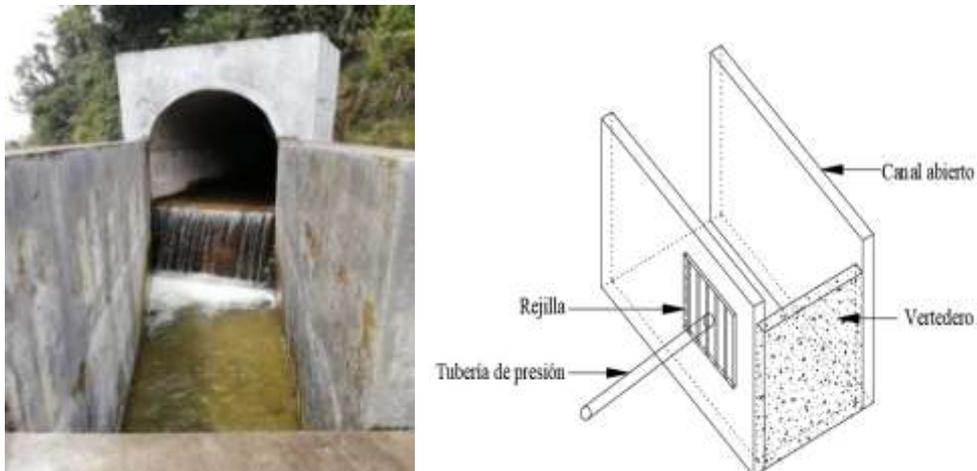


Figura 18. Lugar de captación

Para realizar la matriz de ponderación se considera los aspectos más importantes detallados a continuación:

- a. **Mantenimiento:** Se requiere que el mantenimiento de la captación de agua se realice de manera periódica para evitar la acumulación de sedimentos en la base que afecte al correcto funcionamiento de la tubería.
- b. **Construcción:** La construcción de la captación debe conllevar la menor complejidad y costos de fabricación, de tal manera que se lo pueda realizar con materiales accesibles en el medio local y facilidad de construcción.
- c. **Operatividad:** Se desea que la captación mantenga su funcionamiento en cualquier época del año.
- d. **Vida útil:** La obra de captación debe tener un periodo de duración extenso ya que con lleva un costo elevado.
- e. **Contaminación:** Por ser una reserva ecológica el impacto ambiental y visual se debe reducir la mayor cantidad posible.

Tabla 6. Matriz de ponderación para el sistema de captación

Criterio	Ponderación	Tipo de captación			
		Calificación		Ponderación	
		Compuerta	Vertedero	Compuerta	Vertedero
Mantenimiento	3	0.5	1	1.5	3
Construcción	2	0.5	1	1	2
Operatividad	2	0.5	1	1	2
Vida útil	2	1	1	2	2
Contaminación	1	0.5	0.5	0.5	0.5
Total	10			6	9.5

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

Tomando en cuenta los parámetros mencionados se asignó un valor a cada uno de ellos, evaluando la prioridad que aporta al correcto funcionamiento de la obra de captación.

Los argumentos utilizados para la ponderación de cada método de captación se encuentran sustentados en la Tabla 6 la cual muestra las características principales de cada método.

De acuerdo con la matriz de ponderación el método de captación más adecuado para la minicentral hidroeléctrica es el método del vertedero.

2.5.1 Vertedero

Se denomina vertedero a la estructura hidráulica por medio de la cual se realiza una descarga de un fluido (agua) a una superficie libre, normalmente se utiliza para funciones de seguridad y control de almacenamiento de un fluido [32].

El vertedero Figura 19, se constituye en un mecanismo de seguridad de gran importancia cuando existe exceso de agua que se pueda producir en un evento no controlado.

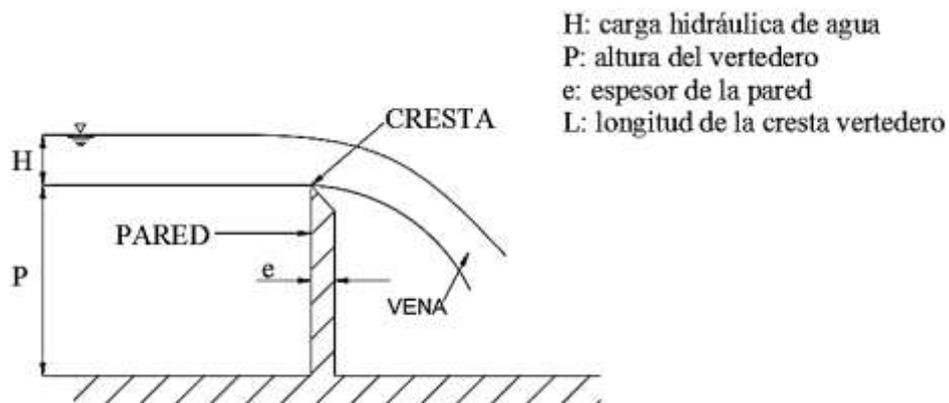


Figura 19. Componentes del vertedero [32]

Los vertederos, desde el punto de vista de la pared, se clasifican en:

- Vertedero de pared delgada
- Vertedero de pared gruesa
- Vertedero con perfil hidráulico

Desde el punto de vista del área donde se produce la evacuación se clasifican en:

- Rectangulares
- Triangulares
- Trapezoidales
- Circulares

2.5.2 Dimensionamiento de la captación de agua

Se selecciona un vertedero rectangular de pared delgada por su facilidad de construcción, Figura 20.

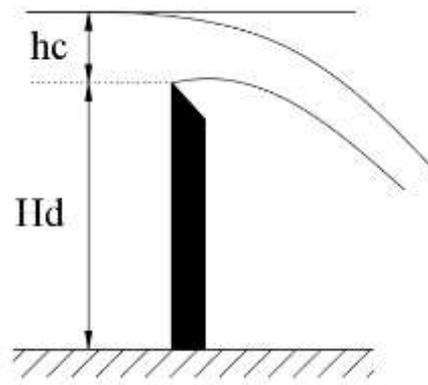


Figura 20. Dimensionamiento de un vertedero [32]

Donde:

hc ; Altura de la lámina vertiente sobre la cresta (m).

H_d ; Altura del vertedero (m).

Como la velocidad de ingreso del agua a la cámara de carga es baja se puede utilizar la Ecuación 20.

$$Q = C_D \cdot Lx \cdot hc^{\frac{3}{2}} \quad (20)$$

Donde:

Lx ; Longitud de la solera del vertedero (m).

C_d ; Coeficiente de escurrimiento de agua sobre el vertedero (adimensional).

El valor de C_D se determina de la relación entre los valores de H_d y hc de la Tabla 7

Tabla 7. Coeficiente de escurrimiento del agua sobre el vertedero [32].

		Coeficiente de escurrimiento del agua sobre el vertedero " C_D "							
H_d/hc	hc	0.050	0.100	0.200	0.400	0.600	0.800	1.000	1.500
0,500		2.316	2.285	2.272	2.266	2.263	2.262	2.62	2.261
1,000		2.082	2.051	2.037	2.030	2.027	2.026	2.025	2.024
2,000		1.964	1.933	1.919	1.912	1.909	1.908	1.907	1.906
10,000		1.870	1.839	1.824	1.817	1.815	1.814	1.812	1.812
∞		1.846	1.815	1.801	1.793	1.791	1.790	1.789	1.788

Altura del canal $hc + H_d = 1.8 \text{ m}$, $H_d = 1.20 \text{ m}$.

$$hc = 1.8 - H_d$$

$$hc = 0.6 \text{ m}$$

De la Tabla 7 $C_D = 1.909$

$$Q = 1.909 \cdot 1.4 \cdot 0.6^{\frac{3}{2}}$$

$$Q = 1.242 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.6 Tubería de presión.

La tubería de presión tiene un papel preponderante en el diseño de la turbina hidráulica, ya que dependiendo del tipo de material y su longitud se determinan las pérdidas por fricción que afectan a la eficiencia energética del sistema.

2.6.1 Selección del caudal

La selección del caudal adecuado con el cual se realizará el diseño de la turbina para la minicentral hidroeléctrica serán los valores obtenidos mediante el aforo realizado con el método del flotador (Anexo 3) y se comparará con los valores proporcionados por el Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Pichincha.

El Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Pichincha con el afán de mantener los datos actualizados realiza periódicamente aforos en el canal de riego los cuales se presentan en la Tabla 8.

Tabla 8. Caudal aproximado por aforo [33]

Proyecto	Ríos	GADPP	Senagua		Oferta optimista	Aforos (m ³ /s)
		Medio	Medio	Mínimo		
Riego Cayambe - Pedro Moncayo Primera Etapa	San pedro	0.574	1.105	0.805	0.285	0.285
Sub total		0.574	1.105	0.805	0.28500	0.28500

Considerando que el caudal medido por el método del flotador es un valor aproximado con un porcentaje de precisión aceptable y se realizó una sola medición del caudal en el canal de riego. No se debe olvidar que el caudal se encuentra sometido a variaciones debido al cambio de temporal existente durante el año. Por este motivo el caudal adecuado para la selección y diseño de la turbina para la minicentral hidroeléctrica es el proporcionado por el Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Pichincha cuyo valor $Q = 0.285 \text{ m}^3/\text{s}$. En épocas de mayor lluvia el aumento de caudal en el canal de riego puede alcanzar un valor de $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$.

2.6.2 Pre-dimensionamiento de la tubería

El resultado de pre-dimensionar el diámetro de la tubería de presión es el de equiparar costos y pérdidas de carga.

Las pérdidas mayores se dan en las tuberías con diámetros menores, mientras que las velocidades de flujo mayores se dan en tuberías con diámetros menores por lo que es necesario en el diseño equilibrar las menores pérdidas con velocidades menores.

- **Fórmula de Fahlbusch:** Una fórmula utilizada para el dimensionamiento de tuberías es la de Fahlbusch que relaciona el diámetro con la potencia y la altura [34], expresada en la Ecuación 21.

$$D = 0.52 \cdot H_b^{-0.14} \cdot \left(\frac{Pot}{H_b}\right)^{0.42} \quad (21)$$

Donde:

Pot ; Potencia (kW)

H_b ; Altura bruta (m)

La potencia a su vez se relaciona con el caudal y la altura obteniendo, expresada en la Ecuación 22:

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H \cdot \eta \quad (22)$$

Donde:

η ; Rendimiento.

Para calcular el diámetro de la tubería primero se debe determinar el valor de la potencia asumiendo un rendimiento del 80 %.

- **Fórmula de Manning:** Un criterio sencillo para el dimensionamiento del diámetro de la tubería es la limitación de las pérdidas de carga en un rango del 4 al 15 % de la altura bruta, tomando en cuenta solamente las pérdidas por fricción y considerando menores las demás pérdidas producidas en el sistema. Para esto se utiliza la Ecuación 23 de Manning modificada para el diseño [35].

$$D = \left(\frac{10.3 \cdot Q^2 \cdot n^2 \cdot L}{h_f}\right)^{0.1875} \quad (23)$$

Donde:

n ; Coeficiente de rugosidad de Manning cuyo valor se encuentra mencionado en la Tabla 9.

Tabla 9. Coeficiente de Manning [36]

Tipo de material de las paredes del canal	n (adim)	k (mm)
Vidrio	0.009-0.010	
Material liso (latón, cobre, plomo, aluminio)	0.010	0.0030
Mampostería, ladrillo	0.014	1.2000
Asbesto -cemento	0.010	0.0300
Acero no-revestido	0.012	0.0300
Acero revestido	0.013	0.0600
Concreto	0.013	0.1500
Ladrillo vitrificado	0.025	1.5000
Gres (arcilla o barro) vitrificado	0.013	0.0600
P.V.C.	0.010	0.0300

- **OLADE:** La Ecuación 24 expresa el diámetro de la tubería de presión para alturas menores a 100 m [37].

$$D = \sqrt[7]{0.0052 \cdot Q^3} \quad (24)$$

- **Fórmula de Bondschú:** Determina el valor del diámetro D en metros considerando la sobrepresión ocasionada por el golpe de ariete, expresada en la Ecuación 25.

$$D = 1,27 \cdot \frac{Q^{0.4268}}{(H_b + h_s)^{0.1423}} \quad (25)$$

Donde:

h_s ; Altura de sobrepresión por golpe de ariete para la fórmula de Bondschú se recomienda un valor de 0.3 H_b (m).

Aplicando las fórmulas mencionadas con anterioridad en esta sección se procede a calcular los diámetros teóricos, estos se muestran resumidos en la Tabla 10.

Datos:

$$Q_d = 0.3 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_b = 22 \text{ m}$$

$$L = 100 \text{ m}$$

$$\gamma = 9790.38 \text{ N/m}^3$$

Coefficiente de Manning $n = 0.012$ seleccionado de la Tabla 9 para acero no revestido

Tabla 10. Cálculo teórico del diámetro de la tubería de presión

Fórmula	Diámetro (m)
Manning	0.251
Fahlbusch	0.483
Bondschú	0.471
OLADE	0.282

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

2.6.3 Selección del diámetro

Como se observa en la tabla 10 dependiendo de la fórmula o criterio de aplicación el diámetro varía de manera considerable, por lo cual el rango considerado para la selección de la tubería es de 12"-16" tomando en cuenta la relación costo-pérdidas, ya que, si bien una tubería de diámetro mayor tendrá menos pérdidas por fricción, su costo será muy elevado y viceversa con un diámetro menor su costo será bajo, aumentando las pérdidas producidas.

2.6.4 Pérdidas en la tubería de presión

Para determinar las pérdidas en la tubería de presión se debe definir su longitud, el tipo de material, su diámetro y accesorios a utilizar, en las Figuras 21 y 22 se representa el sistema propuesto.

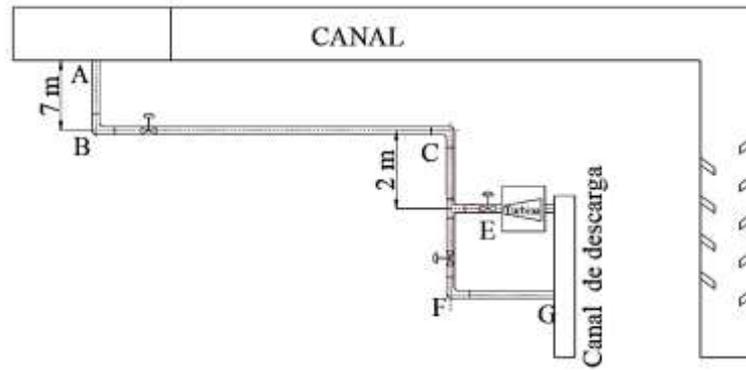


Figura 21. Esquema tubería de presión vista planta

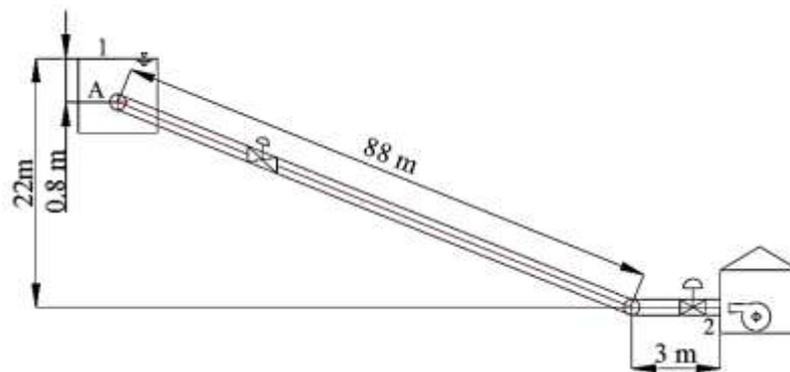


Figura 22. Esquema de la tubería de presión

Para proceder al cálculo hidráulico en la tubería se toma como referencia la Tabla 11 que presenta los datos de entrada necesarios.

Tabla 11. Datos de entrada para cálculo de pérdidas

Datos de Entrada	Símbolo	Cantidad	Unidad
Flujo	Q	0.3	m^3/s
Longitud de la tubería	L	100	m
Diámetro interno de la tubería	D	0.3032	m
Densidad a 20°C	δ	998	kg/m^3
Peso específico	γ	9790.38	N/m^3
Viscosidad cinemática a 20°C	ν	1.02E-06	m^2/s
Rugosidad (tabla 4)	ϵ	4.60E-05	m

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

La tubería de presión va desde la cota del nivel “A” del tanque de alimentación hasta la entrada a la turbina.

2.6.4.1 Cálculo de pérdidas mayores

Para el cálculo de pérdidas por fricción se utilizan las Ecuaciones 9, 11, 12 definidas en el capítulo anterior:

$$Re = \frac{Dv}{\nu}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$h_L = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Obteniendo los resultados presentados en la Tabla 12.

Tabla 12. Pérdidas mayores en el sistema

Datos de salida	Cantidad	Unidad
Velocidad del flujo en la tubería	4.155	m/s
Número de Reynolds	1.24E+06	adimensional
Factor de fricción	0.0140212	adimensional
Pérdidas por fricción h_L	4.0692	m

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

2.6.4.2 Cálculo de pérdidas menores

- **Ingreso:** Estas pérdidas se producen cuando un fluido se traslada por lo general de un almacenamiento relativamente grande hacia la tubería, el fluido debe acelerar desde una velocidad despreciable a la velocidad media de flujo dentro de la tubería Figura 23.

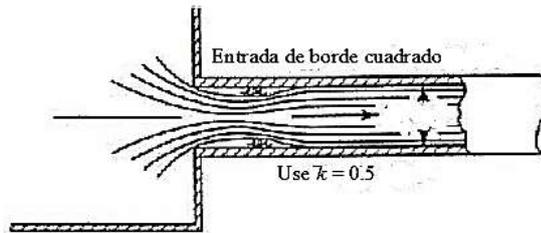


Figura 23. Coeficiente de resistencia por ingreso a la tubería [38]

- **Codos:** Sirven para realizar un cambio de dirección en el flujo en la tubería Figura 24.

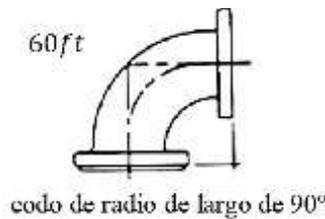


Figura 24. Coeficiente de resistencia por cambio de dirección [38]

- **Válvulas:** Para el diseño se utilizan válvulas de compuerta Figura 25, las cuales se encargarán de impedir el flujo de agua en la tubería hasta que el vertedero se encuentre con el suficiente volumen de agua para el correcto funcionamiento de la tubería. Cuando se encuentre completamente abierta produce una mínima obstrucción al flujo reduciendo la pérdida de energía.

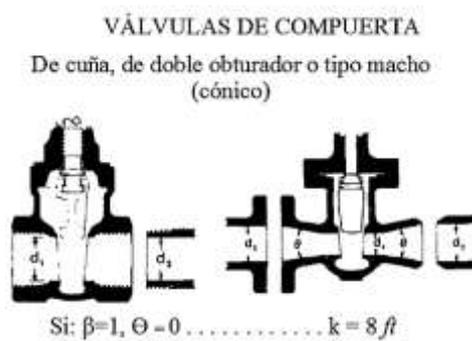


Figura 25. Coeficiente de resistencia para válvulas [39]

- **Tee:** Sirve para suministrar fluidos en diferentes direcciones, para el proyecto se ocupa una Tee con flujo desviado Figura 26, por cuestiones de diseño.

CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"



Flujo directo $k = 20 ft$
 Flujo desviado a 90° $k = 20 ft$

Figura 26. Coeficiente de resistencia para Tee [40]

- **Rejilla:** Elemento mediante el cual se impide el flujo de impurezas dentro de la tubería de presión, en la Figura 27 se indica los coeficientes que se deben utilizar según la forma geométrica de la rejilla que se seleccione.

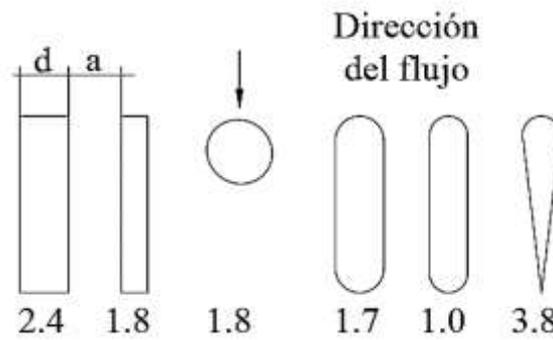


Figura 27. Coeficiente de resistencia para rejilla [31]

El valor de ft necesario para el cálculo se muestra en la Tabla 13.

Tabla 13. Factor de fricción para tubería de acero comercial [38]

Tamaño nominal de la tubería en (plg)	Factor de fricción ft
8-10	0.014
12-16	0.013

Para realizar el cálculo se hace uso de la Ecuación 13.

$$h_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Los valores obtenidos se muestran en la Tabla 14 donde se menciona la cantidad de accesorios necesarios en el sistema.

Tabla 14. Cálculo de pérdidas menores

	Símbolo	Coefficiente	Cantidad	Valor
Factor de fricción	ft	0.013		
Entrada	Ke	0.5	1	0.44
Rejilla	Kr	1.8	1	1.44
Codos	Kc	0.26	2	0.46
Válvula compuerta	Kg	0.104	2	0.18
Te estándar	Kt	0.78	1	0.69
Pérdidas totales por accesorios h_{lm}				3.21

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

Obtenidos los valores de pérdidas mayores y menores, se calcula el valor total de pérdida de carga presente en el sistema, expresada en la Ecuación 26:

$$h_f = h_L + h_{lm} \quad (26)$$

$$h_f = 7.276 \text{ m}$$

Calculadas las pérdidas de carga en el sistema procede a aplicar la Ecuación 8.

$$h_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = h_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + hf$$

2.6.5 Velocidad de salida

Entre los puntos 1 y 2 del esquema de la figura 21, donde $P_1 = P_2 = 0$ por encontrarse a la atmosfera, $V_1 = 0$ y $(h_1 - h_2) = 22\text{m}$.

$$V_2 = \sqrt{(h_1 - h_2 - h_f) \cdot 2 \cdot g}$$

$$V_2 = 16.997 \text{ m/s} \approx 17\text{m/s}$$

2.6.6 Altura neta

La altura neta se determina de la diferencia entre la altura bruta y las pérdidas producidas en el sistema, indicada en la Ecuación 27.

$$H_{neta} = H_b - hf \quad (27)$$

Donde:

H_{neta} ; Altura neta (m).

H_b ; Altura bruta (m).

hf ; Pérdidas por fricción antes de la entrada de la turbina (m).

$$H_{neta} = 22 - 7.276$$

$$H_{neta} = 14.724 \text{ m}$$

2.7 Selección de la turbina

Una de las maneras más frecuentes y adecuadas para la selección del tipo de turbina es el diagrama altura vs. caudal el cual está orientado para pequeñas centrales hidroeléctricas este diagrama se lo observa en la Figura 27.

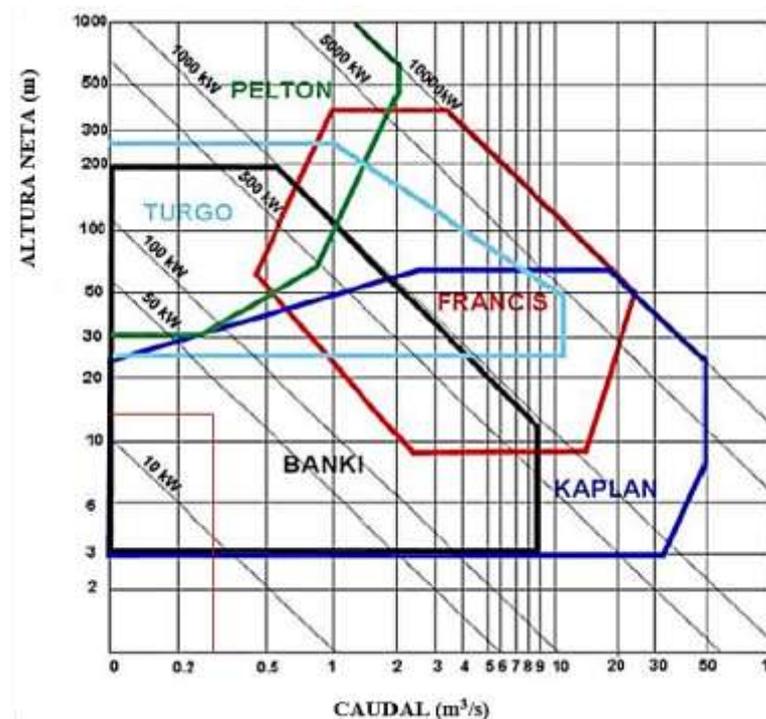


Figura 28. Diagrama del tipo de turbina en función de la altura y caudal [35]

Tomando como base los datos obtenidos con anterioridad $Q_{min} = 0.285 \text{ m}^3/\text{s}$, $Q_{max} = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $H_{neta} = 14.724 \text{ m}$ disponibles en el lugar donde se va a instalar la minicentral hidroeléctrica las turbinas que se encuentran dentro del rango de operación con estos datos, son las turbinas Kaplan y Michell-Banki. Por lo tanto, es necesario realizar una matriz de ponderación la cual facilitará la selección de la turbina.

Para la realización de la matriz de ponderación se tomará en cuenta los criterios más importantes definidos a continuación:

- **Mantenimiento:** Se requiere que el mantenimiento de la turbina contenga la menor cantidad de acciones y su puesta en marcha tarde lo menos posible.
- **Construcción:** La construcción de la turbina debe conllevar la menor complejidad y costos de fabricación, de tal manera que su construcción se lo pueda realizar con materiales accesibles en el medio local y una mano de obra baja.
- **Eficiencia:** Se desea que la turbina opere con una mayor eficiencia durante un amplio periodo de tiempo.
- **Variación de caudal:** Para el presente diseño se debe tener en cuenta la variación del caudal existente en el canal de riego, siendo el parámetro más importante al momento de la selección de la turbina.

Tabla 15. Matriz de decisión para selección de la turbina

Criterio	Ponderación	Tipo de turbina hidráulica			
		Calificación		Ponderación	
		Michell-Banki	Kaplan	Michell-Banki	Kaplan
Mantenimiento	1	1	0.5	1	0.5
Construcción	3	1	0.5	3	1.5
Eficiencia	3	0.5	1	1.5	3
Variación de caudal	3	1	0.5	3	1.5
Total	10	-	-	8.5	6.5

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

Tomando en cuenta los parámetros mencionados se asignó un valor a cada uno de ellos, considerando la importancia para el mejor funcionamiento de la turbina.

Los argumentos utilizados para la ponderación de cada turbina se encuentran sustentados en la Tabla 15. De los valores obtenidos la turbina más adecuada para la minicentral hidroeléctrica es la turbina de flujo cruzado o Michell-Banki.

2.8 Turbina Michell Banki

La turbina de flujo transversal o Michell Banki se utiliza para pequeñas centrales hidroeléctricas. Sus principales ventajas son su fácil diseño y su sencilla construcción lo que determinan un costo bajo para su implementación. La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rodete.

El inyector tiene una sección transversal rectangular unida a la tubería por una transición rectangular – circular.

El inyector direcciona el agua al rodete a través de un área que abarca una cantidad de álabes y que guía al agua a ingresar al rodete con un ángulo determinado obteniendo así el mayor aprovechamiento de la energía, en la Figura 29 se encuentra el esquema de la turbina Michell Banki.

Estudios realizados determinan un rendimiento hidráulico de esta turbina entre un 65-70 % para la primera etapa, en una segunda etapa se obtiene un rendimiento adicional de un 17 % en general su rendimiento hidráulico estará entre el 70 % y 84 %. Se considera asumir un valor del 80 % para este estudio [41].

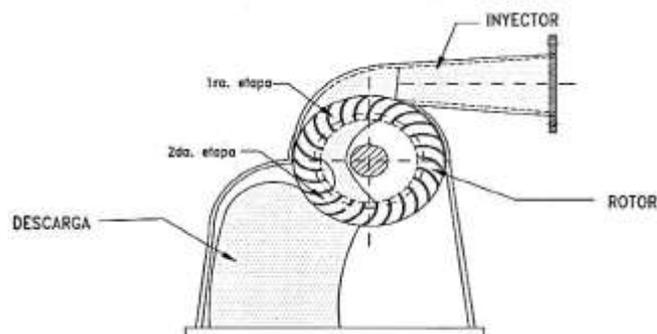


Figura 29. Inyector y rodete de una Turbina Michell Banki [41]

2.8.1 Diseño con admisión parcial

La turbina Michell Banki tiene una característica de su curva de rendimiento de forma aplanada, la que se obtiene cuando se diseña una admisión parcial, dividiendo el rodete en tres partes iguales con lo que la admisión del agua se la puede realizar con 1/3, 2/3 o la totalidad del ancho del rodete

Este tipo de diseño fue desarrollado por la firma OSSBERGER. Se muestra una máquina característica de esta firma en la Figura 30 [41].

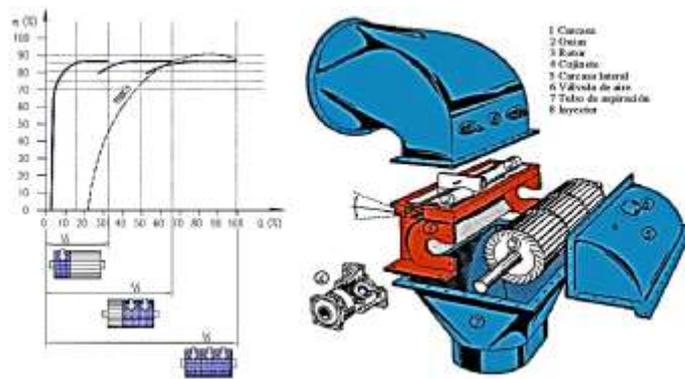


Figura 30. Turbina Michell Banki con admisión parcial [42]

2.9 Diseño hidráulico

El diseño hidráulico de una turbina determina las dimensiones de sus elementos principales en el caso de la turbina Michell Banki son el inyector, el rodete y la descarga.

El inyector regula el ingreso del agua hacia el rodete, direcciona el chorro de sección rectangular hacia los álabes, dándole un primer impulso y luego de atravesar el interior del rodete les da un segundo impulso a los álabes, antes de salir hacia la descarga de la turbina.

2.9.1 Triángulo de velocidades

En la Figura 31 se visualiza el triángulo de velocidades para las dos etapas ya mencionadas. Como puede verse, existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de entrada a la segunda etapa. Esto se debe a que el flujo en esa transición es un flujo libre que no interfiere con ningún elemento del rodete.

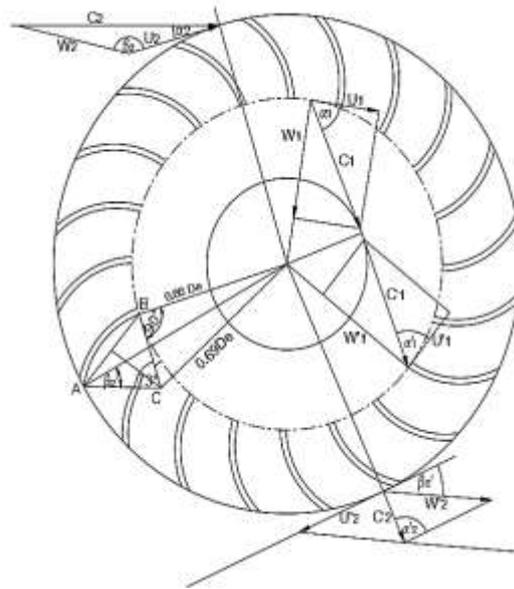


Figura 31. Triángulo de velocidades turbina Michell Banki [43]

2.9.2 Definición de ángulos de la turbina

El ángulo α_1 entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial, varia generalmente entre 14° y 17° . Varios autores recomiendan tomar un ángulo promedio de $\alpha_1 = 16^\circ$ con esto el valor del ángulo β_1 según la Tabla 16 seria de 29.83° .

Tabla 16. Variación del ángulo del alabe [41]

Variación del ángulo del álabe	
α_1	β_1
15	28.18
15.2	28.51
15.4	28.85
15.6	29.17
15.8	29.50
15.9	29.67
16.0	29.83
16.1	29.99
16.102	30
16.2	30.15
16.4	30.48
16.6	30.80
16.8	31.2
17	31.44

2.9.3 Resolución de triángulo de velocidades

El perfil del álabe de la turbina se determina en base al diagrama de velocidades en el rodete, para esto es necesario definir la velocidad de salida del agua en el inyector. En base de la ecuación de Bernoulli entre la superficie del reservorio y la salida del inyector se tiene, indicada en la Ecuación 28:

$$Z_0 + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{C_0^2}{2g} = Z_i + \frac{P_i}{\gamma} + \frac{C_i^2}{2g} + \Delta H_t + \Delta H_i \quad (28)$$

Donde:

Z_0 ; Nivel topográfico del reservorio (m).

Z_i ; Nivel topográfico a la salida del inyector (m).

P_0 ; Presión en la superficie del reservorio (Se considera a presión atmosférica) (N/m²).

P_i ; Presión a la salida del inyector (Se considera a presión atmosférica) (N/m²).

C_0 ; Velocidad en la superficie del reservorio (m/s).

C_i ; Velocidad a la salida del inyector (m/s).

γ ; Peso específico (N/m³).

g ; Gravedad (m/s²).

ΔH_t ; Pérdida de presión por la fricción entre el agua y las paredes de la tubería.

ΔH_i ; Pérdida de presión por la fricción entre el agua y las paredes del inyector.

Aplicando las condiciones anteriores se tiene que la velocidad de salida del inyector es:

$$C_i = \sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{neta}} \quad (29)$$

La expresión $\sqrt{1 - \frac{\Delta H_i}{H}}$, representa el factor de corrección por pérdidas de escurrimiento en el inyector k_c cuyo valor oscila entre 0.96 a 0.98 [43].

- **Triángulo de velocidades a la entrada**

La velocidad de salida del inyector está definida por la Ecuación 30:

$$C_i = k_c \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{neta}} \quad (30)$$

$$C_i = 16.66 \text{ m/s} = C_2$$

La velocidad tangencial toma en cuenta que la velocidad de salida del inyector es la de ingreso al rodete por lo cual tiene un factor de corrección $k_u = 0.5$ para turbinas de flujo cruzado [43], mostrada en la Ecuación 31.

$$U_2 = k_u \cdot C_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (31)$$

$$U_2 = 8.01 \text{ m/s}$$

Velocidad relativa se calcula mediante la Ecuación 32:

$$W_2 = C_2 \cdot \sqrt{1 - k_u \cdot (2 - k_u) \cdot \cos^2(\alpha_2)} \quad (32)$$

$$W_2 = 9.23 \text{ m/s}$$

En el rodete se cumple que

$$U_1 = U_1'$$

$$C_1 = C_1'$$

$$\alpha_1 = \alpha_1'$$

- **Triángulo de velocidades a la salida**

El perfil de los álabes de la turbina se define en base a los diagramas de velocidades en cada punto del rodete. La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de ingreso del agua al rodete con un ángulo denominado α_2 que en la práctica se encuentra alrededor de 16° .

$$U_2' = U_2 = k_u \cdot C_2 \cdot \cos\alpha_2 \quad (33)$$

$$U_2' = U_2 = 0.5 \cdot 16.66 \cdot \cos 16^\circ$$

$$U_2' = U_2 = 8.01 \text{ m/s}$$

$$\beta_2' = \text{arc sen} \left[\frac{\text{sen}\alpha_2}{(1 - k_u \cdot (2 - k_u) \cdot \cos^2\alpha_2)^{1/2}} \right] \quad (34)$$

$$\beta_2' = \text{arc sen} \left[\frac{\text{sen}16^\circ}{(1 - 0.5 \cdot (2 - 0.5) \cdot \cos^2 16^\circ)^{1/2}} \right]$$

$$\beta_2' = 29.83^\circ$$

$$\beta_2 = 180 - \beta_2'$$

$$\beta_2 = 180 - 29.83^\circ$$

$$\beta_2 = 150.17^\circ$$

La velocidad relativa a la salida del rodete depende del coeficiente k_f que representa la pérdida por fricción entre el agua y los álabes del rodete su valor se aproxima a 0.98 [43], esta velocidad se calcula mediante la Ecuación 35.

$$W_2' = k_f \cdot W_2 \quad (35)$$

$$W_2' = 9.04 \text{ m/s}$$

La velocidad absoluta a la salida del rodete viene expresada por la Ecuación 36:

$$C_2' = C_2 \sqrt{k_f^2(1 - k_u(2 - k_u)\cos^2\alpha_2) + k_u^2\cos^2\alpha_2 - 2k_f\cos^2\alpha_2(1 - k_u)k_u} \quad (\text{Ec. 36})$$

$$C_2' = 4.5 \text{ m/s}$$

El ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete viene dado por la Ecuación 37:

$$\alpha_2' = \arcsin \left| \frac{k_f \cdot \sin \beta_2' \sqrt{1 - k_u \cdot (2 - k_u) \cdot \cos^2 \alpha_2}}{\sqrt{k_f^2 + k_u \cdot \cos^2 \alpha_2 \cdot (k_u - k_f^2 \cdot (2 - k_u) - k_f)}} \right| \quad (37)$$

$$\alpha_2' = 87.78^\circ$$

2.9.4 Presión de entrada al rodete

Es importante determinar la presión de entrada del rodete, en la Figura 32 se muestra el esquema de la turbina donde E representa la entrada y S la salida de la turbina.

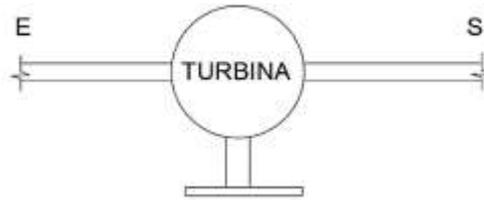


Figura 32. Entrada y salida de la turbina

Entre los puntos E y S se tiene que la presión de salida $P_S = 0$ ya que todo el rodete se encuentra a presión atmosférica, $h_E = h_S$ por encontrarse al mismo nivel, $V_E = 16.66 \text{ m/s}$, $V_S = C_2' = 4.5 \text{ m/s}$ aplicando la Ecuación 8 se obtiene:

$$h_E + \frac{P_E}{\gamma} + \frac{V_E^2}{2g} = h_S + \frac{P_S}{\gamma} + \frac{V_S^2}{2g} + H_{neta}$$

$$P_E = \left(\frac{V_S^2}{2g} + H_{neta} - \frac{V_E^2}{2g} \right) \cdot \gamma$$

$$P_E = \left(\frac{4.5^2}{2 \cdot 9.81} + 14.724 - \frac{16.66^2}{2 \cdot 9.81} \right) \cdot 9790.38$$

$$P_E = 15758.06 \text{ Pa}$$

Que es la presión de ingreso al rodete $P_E > P_A$, ya que en la tubería forzada aumenta la presión a costa de la diferencia de alturas [44].

La eficiencia hidráulica se puede determinar aplicando los factores mencionados con anterioridad, $\alpha_2 = 16^\circ$, $k_c = 0.98$, $k_u = 0.5$, $k_f = 0.98$ y aplicados en la Ecuación 38.

$$\eta_h = 2 \cdot k_c^2 \cdot \cos^2 \alpha_2 \cdot k_u \cdot (1 - k_u)(1 + k_f) \quad (38)$$

$$\eta_h = 2 \cdot 0.98^2 \cdot \cos^2 16 \cdot 0.5 \cdot (1 - 0.5)(1 + 0.98)$$

$$\eta_h = 0.8785 = 87.85 \%$$

Considerando la eficiencia total de la turbina se debe considerar las pérdidas volumétricas, pérdidas por choques y pérdidas mecánicas.

OLADE [43] recomienda que en el caso de la turbina Michell Banki su eficiencia alcanza el 82 % cuando se obtiene buenos acabados en su fabricación.

2.9.5 Selección del diámetro del rodete

La turbina Michell-Banki funciona adecuadamente cuando el valor de $Q/\sqrt{H_{neta}}$ es constante.

$$\frac{Q}{\sqrt{H_{neta}}} \quad (39)$$

$$0.07818$$

Con este valor calculado se selecciona el diámetro del rodete en la Tabla 17:

Tabla 17. Selección del diámetro del rotor [45]

Selección del diámetro del rodete	
$Q/\sqrt{H_{NETA}}$	Diámetro del rotor (mm)
0.02236 – 0.04743	200
0.04743 – 0.07906	300
0.07906 – 0.11068	400
0.11068- 0.15812	500

Una vez seleccionado el diámetro exterior del rodete $D_e = 0.3 \text{ (m)}$, se procede al cálculo del diámetro interior del rodete donde se alojan los álabes, este valor se obtiene mediante la Ecuación 40.

$$D_i = 0.66 \cdot D_e \quad (40)$$

$$D_i = 0.198 \text{ m} \approx 0.2 \text{ m}$$

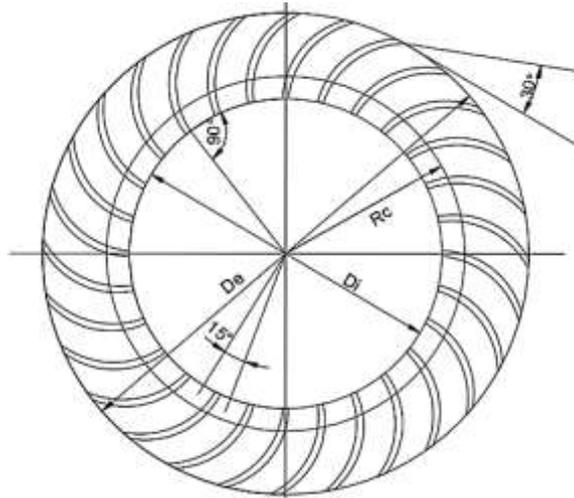


Figura 33. Perfil del rodete [43]

La velocidad nominal de rotación se obtiene con la Ecuación 41:

$$N = \frac{40 \sqrt{H_{neta}}}{D_e} \quad (41)$$

$$N = 511.62 \text{ rpm}$$

La velocidad específica se calcula con la Ecuación 42 es igual a [43]:

$$N_s = \frac{N \cdot P^{\frac{1}{2}}}{H_{neta}^{\frac{5}{4}}} \quad (42)$$

Donde:

P ; Potencia al freno de la turbina (CV).

$$P = 9.81 \cdot Q \cdot H_{neta} \cdot \eta \quad (43)$$

Donde:

η ; Eficiencia de la turbina.

$$P = 9.81 \cdot 0.3 \cdot 14.724 \cdot 0.82$$

$$P = 35.53 \text{ kW}$$

$$P = 48.09 \text{ CV}$$

$$N_s = \frac{511.62 \cdot 48.09^{\frac{1}{2}}}{14.724^{\frac{5}{4}}}$$

$$N_s = 123.011$$

Valor que se encuentra dentro del rango de aplicación para este tipo de turbina denotado en la Tabla 18.

Tabla 18. Rango de aplicación de turbinas hidráulicas [43]

Tipo de turbina	N_q	N_s
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 9	Hasta 30
Turbina Pelton de 2 tobera	4-13	14-42
Turbina Pelton de 3 tobera o más	5-22	17-73
Turbina Michell Banki	18-60	60-200
Turbina Francis lenta	18-38	69-125
Turbina Francis normal	38-68	125-225
Turbina Francis rápida	68-135	225-450
Turbinas axiales	105-300	350-1000

Se selecciona del número de álabes "Z" en función del diámetro exterior del rodete indicado en la Tabla 19:

Tabla 19. Selección de numero de álabes [45]

Selección del número de álabes	
Diámetro del rodete (mm)	Número de álabes
200	22
300	24
400	26
500	28

Con diámetro exterior $D_e = 300 \text{ mm}$ el número de álabes seleccionado es $Z = 24$.

2.9.6 Ancho del inyector

Para la geometría del inyector es necesario considerar una buena conducción y aceleración del flujo de agua; adecuada orientación y regulación del flujo hacia los álabes del rodete. La forma de determinar el ancho se expresa en la Ecuación 44 [43].

$$B_{iny} = \frac{0.96 \cdot Q}{D_e \cdot \sqrt{H_{neta}}} \quad (44)$$

$$B_{iny} = 0.250 \text{ m}$$

2.9.7 Ancho del rodete

Considerando el espacio requerido para la soldadura de los álabes al rodete, una forma práctica es estimar el ancho del rodete como un 30 % más que el ancho del inyector [43] [45].

$$B = 1.3 \cdot B_{iny} \quad (45)$$

$$B = 0.325 \text{ m}$$

2.9.8 Geometría del álabe

Los álabes de la turbina Michell-Banki tienen la forma de un sector circular debido a esto su fabricación se lo realiza utilizando tubos de acero, acero inoxidable, entre otros.

El radio de curvatura del álabe se expresa en función del diámetro exterior del rodete y el ángulo, Ecuación 46 [43].

$$r = 0.163 \cdot D_e \quad (46)$$

$$r = 0.05 \text{ m}$$

El ángulo de curvatura del álabe θ se tiene con la Ecuación 47 [43].

$$\theta = 2 \cdot \text{arc tg} \left| \frac{\cos \beta_2'}{\frac{D_i}{D_e} + \text{sen} \beta_2'} \right| \quad (47)$$

$$\theta = 2 \cdot \text{arc tg} \left| \frac{\cos 30^\circ}{\frac{0.2}{0.3} + \text{sen} 30^\circ} \right|$$

$$\theta = 73.17^\circ$$

Cuando el valor asumido $\alpha_2 = 16^\circ$ este ángulo θ toma el valor de 73° .

2.9.9 Razón de aspecto

Expresa la relación geométrica que existe entre el ancho del rodete y el diámetro exterior del mismo, debe estar comprendido entre 0.5-3.5 [45].

$$R = \frac{B}{D_e} \quad (48)$$

$$R = 1.08$$

2.9.10 Diámetro máximo del eje rodete

El diámetro máximo del eje debe tener un valor tal que no obstruya el paso del flujo a través de este, se lo puede calcular con la Ecuación 49 [43]:

$$de_{max} = 0.33 \cdot D_e \quad (49)$$

$$de_{max} = 0.099 \text{ m}$$

2.9.11 Selección del espesor de los álabes

Como se mencionó anteriormente se considera las tuberías comerciales de acero al carbono, la Tabla 20 muestra la tubería y su espesor con el cual quedan determinados el arco (sector de corona circular) y el espesor de los álabes en función del diámetro de la tubería [45].

Tabla 20. Espesor del álabe [45]

Rodete		Tubería	
Diámetro (mm)	Diámetro (plg)	Espesor (mm)	Peso (kgf/m)
200	2 1/2	5.16	8.62
300	4	6.02	16.07
400	5	6.55	21.78
500	6	7.11	28.26

Con un diámetro de rodete de 300 mm y según la tabla 20 el espesor recomendado del álabe es de $e = 6,02 \text{ mm}$.

2.10 Diseño mecánico

El diseño mecánico de una turbina se lo realiza para determinar las dimensiones de cada una de las partes que conforman la turbina, este diseño debe determinar el tipo de montaje, la hermeticidad y lubricación del sistema.

Los cálculos mecánicos sirven para seleccionar el material que puede soportar los esfuerzos que se presentan en cada elemento de la turbina.

2.10.1 Número de alabes que reciben flujo de agua

El número de alabes que reciben flujo de agua puede calcular con la Ecuación 50 [45]:

$$Zf = \frac{\delta}{360} \cdot z \quad (50)$$

Donde:

δ ; Ángulo de admisión del rotor (110°) [45].

z ; Número de álabes (24)

$$Zf = \frac{110}{360} \cdot 24$$

$$Zf = 7.333 \text{ álabes}$$

2.10.2 Caudal que ingresa a un álabe (Qa)

El caudal es el parámetro fundamental en el diseño de la turbina siendo este el que determina la potencia que se obtendrá en el sistema, se puede determinar el caudal de ingreso en cada álabe con la Ecuación 51.

$$Qa = \frac{Q_{max}}{Zf} \quad (51)$$

$$Qa = \frac{0.3}{7.333}$$

$$Qa = 0.0409 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.10.3 Peso de un álabe

Para el diseño del álabe se utiliza los datos especificados en la tabla 20, con relación al diámetro exterior del rodete 300 mm se selecciona tubería de 4", peso de 16.07 kg/m y una longitud de 325 mm .

$$P_a = P_u \cdot L_a \quad (52)$$

Donde:

P_a ; Peso de cada álabe (kg).

P_u ; Peso del álabe por unidad de longitud (kg/m).

L_a ; Longitud del álabe (m).

Para un ángulo de diseño de 73° se tiene, 4.93 que es el valor teórico del número de álabes que se extrae de la tubería de 4".

$$P_a = \frac{16.07}{4.93} \cdot 0.325$$

$$P_a = 1.06 \text{ kg cada álabe}$$

2.10.4 Peso total del rodete

Es importante determinar el peso total del rodete para el cálculo de esfuerzos que se producen en el eje, la Ecuación 53 considera todos los elementos constitutivos del rodete.

$$P_{tr} = Z \cdot P_a + 75.963 \cdot N_d \cdot D_e^2 \quad (53)$$

Donde:

P_{tr} ; Peso total del rodete (kg).

Z ; Número de álabes (24).

P_a ; Peso de cada álabe (kg).

N_d ; Número de discos del rodete (2).

D_e ; Diámetro exterior del rodete (m)

$$P_{tr} = 24 \cdot 1.06 + 75.963 \cdot 2 \cdot 0.3^2$$

$$P_{tr} = 39.11 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$P_{tr} = 383.702 \text{ N}$$

2.10.5 Fuerza hidráulica en el álabe

Esta fuerza se debe al cambio de dirección que experimenta el agua al pasar por los álabes del rodete, puede calcularse utilizando la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en un álabe, la Figura 34 esquematiza los ángulos de la velocidad absoluta a la entrada y salida del álabe [45].

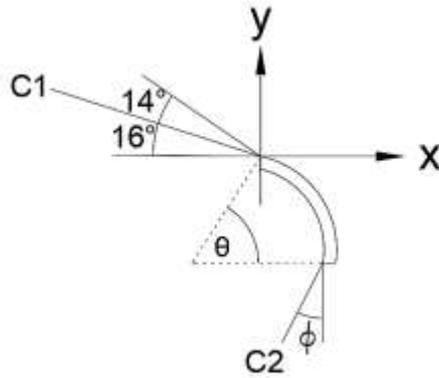


Figura 34. Ángulo de la velocidad absoluta a la entrada y salida del álabe [45]

De la Tabla 21 se obtiene el ángulo en función del diámetro del rodete.

Tabla 21. Ángulos del álabe [45]

Diámetro del rodete (mm)	ϕ°
200	15.5
300	20.0
400	17.0
500	14.6

$$Fhx = 429.38 \cdot Qa \cdot \sqrt{Hmax} \cdot (\cos 16^\circ - \text{sen} \phi) \quad (54)$$

$$Fhx = 429.38 \cdot 0.0409 \cdot \sqrt{22} \cdot (\cos 16^\circ - \text{sen} 20^\circ)$$

$$Fhx = 51.007 \cdot 9,81$$

$$Fhx = 500.386 \text{ N}$$

$$Fhy = 429.38 \cdot Qa \cdot \sqrt{Hmax} \cdot (\text{sen} 16^\circ + \cos \phi) \quad (55)$$

$$Fhy = 429.38 \cdot 0.00409 \cdot \sqrt{22} \cdot (\text{sen} 16^\circ + \cos 20^\circ)$$

$$Fhy = 100.108 \cdot 9.81$$

$$Fhy = 982.064 \text{ N}$$

$$Fhr = \sqrt{Fhx^2 + Fhy^2}$$

$$Fhr = \sqrt{500.386^2 + 982.064^2}$$

$$Fhr = 1102.195 \text{ N}$$

Donde:

F_{hx} ; Fuerza hidráulica horizontal sobre el alabe (kg).

F_{hy} ; Fuerza hidráulica vertical sobre el alabe (kg).

F_{hr} ; Fuerza hidráulica resultante sobre el alabe (kg).

ϕ ; Ángulo entre la velocidad tangente y la absoluta a la salida del álabe.

2.10.6 Fuerza centrífuga en el álabe

La fuerza centrífuga sobre el álabe puede calcularse con la Ecuación 56:

$$F_c = 0.895 \cdot \frac{P_a \cdot H_{max}}{D_e} \quad (56)$$

$$F_c = 0.895 \cdot \frac{1.06 \cdot 22}{0.3}$$

$$F_c = 69.571 \text{ kg} \cdot 9.81$$

$$F_c = 682.495 \text{ N}$$

2.10.7 Fuerza total en el álabe

La fuerza total sobre el álabe se calcula en la condición más desfavorable en la cual la resultante de las fuerzas hidráulica y centrífuga sea mayor.

La Tabla 22 muestra la relación entre el diámetro exterior del rodete y el ángulo que forma con la fuerza hidráulica, en la Figura 35 se ilustra la composición de fuerzas en el álabe.

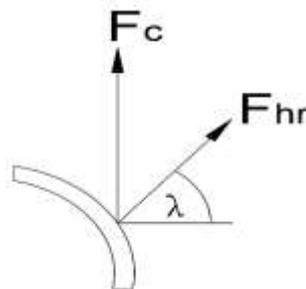


Figura 35. Composición de fuerzas en el álabe [45]

Tabla 22. Ángulo entre la fuerza hidráulica y el eje x

Diámetro del rotor (mm)	λ°
200	29.75
300	32.02
400	30.05
500	29.90

$$R_x = Fhr \cdot \cos \lambda \quad (57)$$

$$R_x = 1102.195 \cdot \cos 32.02^\circ$$

$$R_x = 934.511 \text{ N}$$

$$R_y = Fhr \cdot \sen \lambda + Fc \quad (58)$$

$$R_y = 1102.195 \cdot \sen 32.02^\circ + 682.495$$

$$R_y = 1266.9 \text{ N}$$

$$R_t = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

$$R_t = \sqrt{934.511^2 + 1266.9^2}$$

$$R_t = 1574.27 \text{ N}$$

2.10.8 Momento flector máximo en el álabe

Se considera los discos externos del rodete empotrados en los extremos y el momento máximo flector del álabe se calcula por la Ecuación 59:

$$M = \frac{R_t \cdot B}{12} \quad (59)$$

$$M = \frac{1574.27 \cdot 0.325}{12}$$

$$M = 42.636 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.10.9 Potencia hidráulica de la turbina

La potencia generada por la turbina con una eficiencia se obtiene por la Ecuación 60:

$$P_H = \gamma \cdot Q \cdot H_{neta} \cdot \eta \quad (60)$$

$$P_H = 9790.38 \cdot 0.3 \cdot 14.724 \cdot 0.82$$

$$P_H = 35.53 \text{ kW}$$

2.11 Diseño del eje

Para el diseño de un eje se debe considerar los esfuerzos a los que puede ser sometido, como son esfuerzos de flexión, torsión y fatiga.

2.11.1 Diseño por flexión.

Para diseñar el eje del rodete se debe considerar en un diagrama todas sus fuerzas que actual sobre él. En la Figura 36 se muestran las fuerzas actuantes.

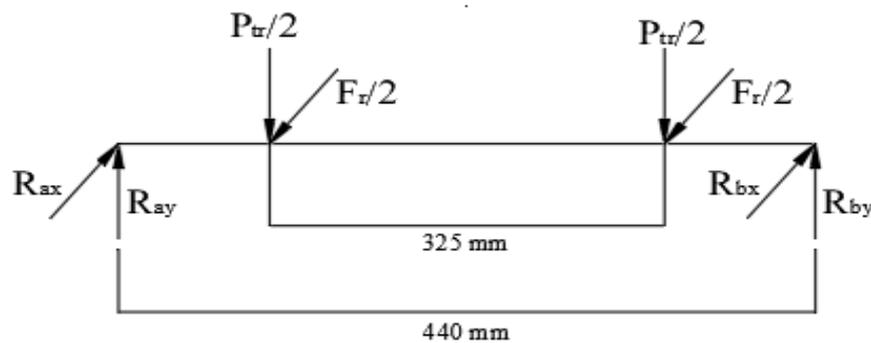


Figura 36. Diagrama de cuerpo libre del eje

El diseño del eje se lo realiza considerando que la turbina transmite potencia al generador.

Bajo la norma ASME el diámetro mínimo del eje se obtiene mediante la Ecuación 61 [43]:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot Sd} \cdot \sqrt{(K_m \cdot M_{max})^2 + (K_t \cdot T_{max})^2} \quad (61)$$

Donde:

Sd ; Esfuerzo de diseño se asume 20 % del esfuerzo a la fluencia S_y (kg/m²).

K_m ; Factor de momento flector (carga estable 1.5).

K_t ; Factor de momento torsor (carga estable 1).

M_{max} ; Momento flector máximo (kg-m)

T_{max} ; Momento torsor máximo (kg-m)

En la Figura 37 se muestran los diagramas de fuerzas en el plano X-Y definido:

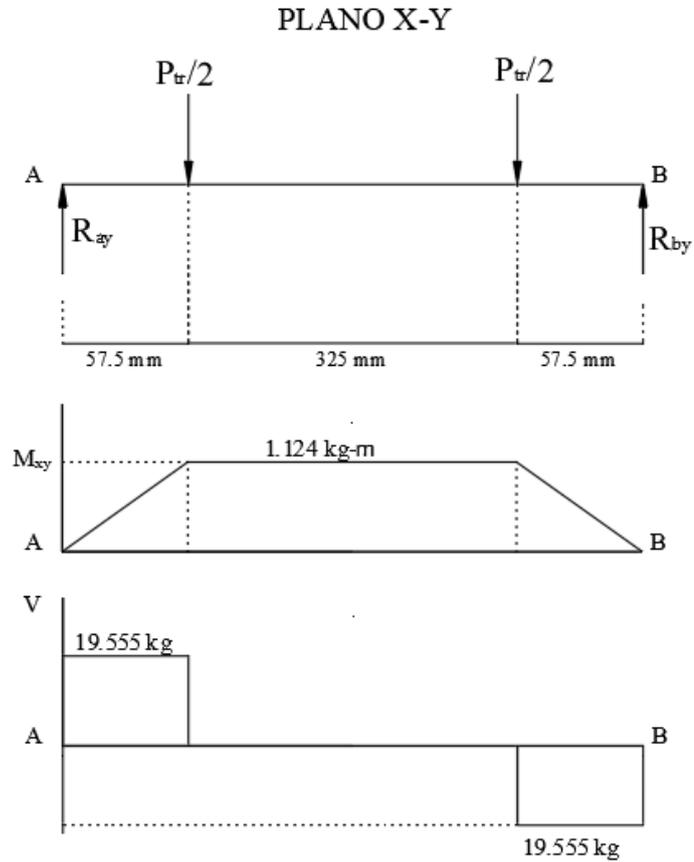


Figura 37. Diagrama de fuerzas en el plano x-y

$$\sum^+ M_A = 0$$

$$R_{by} \cdot 0.44 - 19.555 \cdot 0.3825 - 19.555 \cdot 0.0575 = 0$$

$$R_{by} = 19.555 \text{ kg}$$

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - P_{tr} = 0$$

$$R_{ay} = 19.555 \text{ kg}$$

$$M_{xy} = 19.5555 \text{ kg} \cdot 0.0575 \text{ m}$$

$$M_{xy} = 1.124 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

En la Figura 38 se muestran los diagramas de fuerzas en el plano X-Z definido:

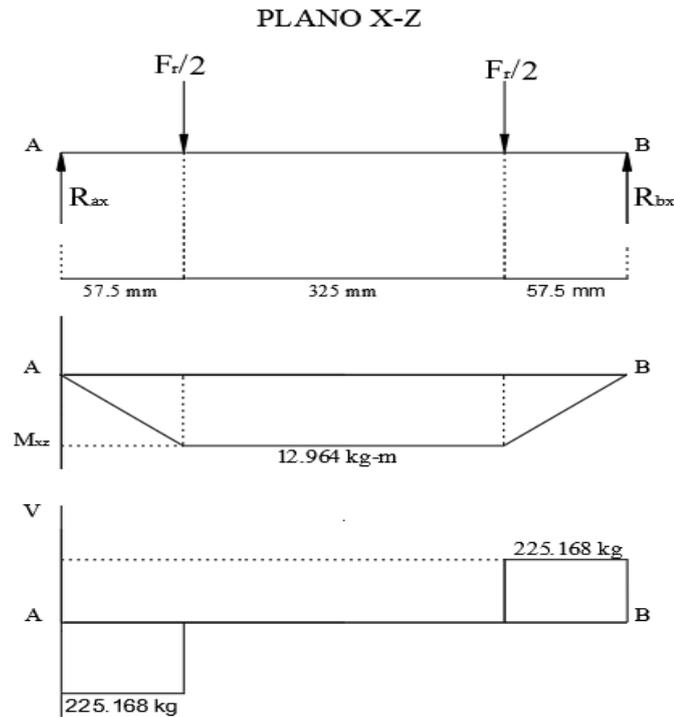


Figura 38. Diagrama de fuerzas en el plano x-z

$$\sum^+ M_A = 0$$

$$R_{bx} \cdot 0.44 - 225.468 \cdot 0.3825 - 225.468 \cdot 0.0573 = 0$$

$$R_{bx} = -225.168 \text{ kg}$$

$$\uparrow + \sum F_x = 0$$

$$R_{ax} + R_{bx} - Fr = 0$$

$$R_{ax} = -225.468 \text{ kg}$$

$$M_{xz} = 225.468 \text{ kg} \cdot 0.0575 \text{ m}$$

$$M_{xz} = 12.964 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$M_{max} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (62)$$

$$M_{max} = 13.013 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$T_{max} = \frac{974 \cdot P}{N} \quad (63)$$

$$T_{max} = \frac{974 \cdot 35.53}{511.62}$$

$$T_{max} = 67.64 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Según el catálogo de DIPAC [46] el acero **AISI 4340** se utiliza para partes de maquinaria, barras de carga, torsión, entre otros. Se selecciona este tipo de acero cuyas características son:

- Resistencia a la fluencia: $S_y = 900 \text{ MPa}$
- Resistencia a la tensión: $S_{ut} = 1300 \text{ MPa}$

$$S_y = 900 \frac{N}{\text{mm}^2} = 91774500 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_d = 0.2 \cdot S_y \quad (64)$$

$$S_d = 18354900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S_d} \cdot \sqrt{(K_m \cdot M_{max})^2 + (K_t \cdot T_{max})^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 18354900} \cdot \sqrt{(1.5 \cdot 13.013)^2 + (1 \cdot 67.64)^2}}$$

$$d = 0.02693 \text{ m}$$

2.11.2 Diseño por torsión

Debido al funcionamiento del rodete se considera que también tiene esfuerzos de torsión pura, la Ecuación 65 determina la condición de esfuerzos que debe cumplir el eje.

$$\tau \leq [\tau] \quad (65)$$

Donde:

τ ; Esfuerzo en torsión (MPa).

$[\tau]$; Esfuerzo admisible a la torsión (MPa).

La Ecuación 66 se utiliza para el caso de torsión pura en un eje.

$$[\tau] = 0.577 \cdot S_y \quad (66)$$

$$[\tau] = 0.577 \cdot 900 \frac{N}{mm^2}$$

$$[\tau] = 519.3 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{1000^2 mm^2}{1 m^2}$$

$$[\tau] = 519300000 \frac{N}{m^2}$$

El esfuerzo a torsión para un eje redondo es proporcional al radio exterior y está dado por la Ecuación 67:

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \quad (67)$$

Donde:

T ; Torque (N - m).

r ; Radio (m).

J ; Momento polar de inercia (m⁴).

$$T = \frac{P_T}{N} \quad (68)$$

$$T = 663.16 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \quad (69)$$

Reemplazando la Ecuación 69 en 67 se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 663.16}{\pi \cdot 519300000}}$$

$$D = 0.01866 \text{ m}$$

2.11.3 Diseño por fatiga

El eje está sometido a cargas cíclicas por lo que la rotura por fatiga es posible. Se considera en el diseño que funcione para la condición de vida-infinita.

Se debe tener en cuenta factores que afecten a la resistencia del eje como son la condición superficial, tamaño, carga, temperatura y confiabilidad, la Ecuación 70 considera estos factores.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e' \quad (70)$$

Donde:

S_e ; Límite de resistencia a la fatiga [28].

S_e' ; Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

K_a ; Factor de superficie.

K_b ; Factor de tamaño.

K_c ; Factor de carga.

K_d ; Factor de temperatura.

K_e ; Factor de confiabilidad.

$$S_e' = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200Ksi (1400Mpa) \\ 100Ksi & S_{ut} > 200Ksi \\ 700 Mpa & S_{ut} > 1400Mpa \end{cases}$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_{ut} \quad (71)$$

$$S_e' = 650 MPa$$

a) Factor de superficie

Este factor depende de la calidad de acabado de la superficie que puede ser esmerilada, maquinada, laminada, forjada entre otras, la Ecuación 72 considera lo descrito.

$$K_a = aS_{ut}^b \quad (72)$$

Tabla 23. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín [28]

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	Sut (Ksi)	Sut (Mpa)	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado frío	2.7	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Se selecciona maquinado, por lo tanto: $a = 4,51, b = -0.265$

$$K_a = 0.92$$

b) Factor de tamaño

El factor de tamaño se ha determinado en el laboratorio y sus resultados se expresa en rango de diámetros [28]:

$$K_b \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2'' \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10'' \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51mm \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254mm \end{cases}$$

El diámetro calculado se encuentra en el rango de diámetros entre $2.79 \leq d \leq 51mm$, por lo que el factor de tamaño será:

$$Kb = 1.24 \cdot 40^{-0.107}$$

$$Kb = 0.84$$

c) Factor de carga

El factor de carga depende si el esfuerzo es de flexión, axial o torsión por lo que en la Tabla 24 se considera este factor:

Tabla 24. Valores medios del factor de carga [28]

Factor del tipo de carga		
	0.85	Carga axial
K_c	1.00	Flexión
	0.59	Torsión

Para torsión pura $K_c = 1$

d) Factor de temperatura

Este factor se debe considerar cuando un eje opera a altas temperaturas sin embargo cuando un eje trabaja a temperaturas menores de $71.1 \text{ }^\circ\text{C}$ se debe asumir el valor de:

$$Kd = 1$$

e) Factor de confiabilidad

Este factor depende de la confiabilidad que se desee obtener de un elemento, la Tabla 25 determina estos valores.

Tabla 25. Factores de confiabilidad Ke [28]

Confiabilidad %	Valores de transformación Za	Factor de confiabilidad Ke
50	0.000	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Se escoge para el eje un porcentaje de confiabilidad del 99 % con lo que $Ke = 0.814$. Todos los factores de diseño determinados se reemplazan en la Ecuación 70 y se obtendrá el valor del límite de resistencia a la fatiga.

$$Se = 0.92 \cdot 0.84 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.814 \cdot 650$$

$$Se = 408.888 \text{ MPa}$$

Aplicando Goodman modificado considerando el factor de seguridad de 2.5 se tiene:

$$\frac{Sut}{Fs} = \frac{Sut}{Se} \cdot \frac{M_{max} \cdot D}{2I} + \frac{T_{max} \cdot D}{J}$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad J = \frac{\pi D^4}{32}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{Fs \cdot (32 \cdot T_{max} \cdot Se + 32 \cdot Sut \cdot M_{max})}{Se \cdot \pi \cdot Sut}}$$

$$d = 27.44 \text{ mm}$$

2.11.4 Análisis de resultados

En la Tabla 26 se especifica los resultados obtenidos para el diámetro del eje según la carga aplicada.

Tabla 26. Diámetros cálculos del eje

Esfuerzo	Diámetro (m)
Flexión	0.2633
Torsión	0.1866
Fatiga	0.2744

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

Realizando las consideraciones pertinentes en base a los criterios fatiga, torsión y el proceso estandarizado por la OLADE el diámetro adecuado para el eje principal de la turbina es de 30 mm.

2.12 Rodamientos

Para la selección del rodamiento se determina por la capacidad de base dinámica requerida [43]:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot N} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (73)$$

Donde:

C ; Capacidad de base dinámica mínima requerida para el rodamiento (N).

L_{10h} ; Vida nominal en horas de servicio (45000) Anexo 4.

N ; Revoluciones por minuto a los que gira la turbina (511.62 rpm).

P ; Carga dinámica equivalente (N).

p ; exponente de la fórmula de vida (3 para rodamientos de bolas, 10/3 para rodamientos de rodillos).

Se selecciona el exponente para rodamientos de rodillos ya que al soportar carga vertical y lateral ofrece mayor seguridad que un rodamiento de bolas que solo soporta carga vertical.

Si la carga dinámica es constante en magnitud, dirección y actúa de forma radial al rodamiento se tiene $P = Fr = 2220.145 \text{ N}$.

$$C = \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot N}{10^6}} \cdot P \quad N$$

$$C = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{45000 \cdot 60 \cdot 511.62}{10^6}} \cdot 2220.145$$

$$C = 19430.1 N$$

En base a la capacidad dinámica el rodamiento seleccionado es SKF 22207 EK y el soporte de pie SNH 507 TA (Anexo 5) [47].

2.13 Casa de máquinas

La casa de máquinas es una obra civil que contiene los componentes electromecánicos de la minicentral hidroeléctrica, para su diseño se debe considerar los siguientes criterios [48]:

- Dimensiones de los equipos electromecánicos.
- Materiales de construcción.
- Facilidad de acceso.
- Determinación del lugar apropiado en la laguna de San Marcos en la que se construirá la pequeña central hidroeléctrica.
- Ubicación de la casa de máquinas en relación al canal, el nuevo nivel proyectado para la laguna San Marcos.

La Figura 39 muestra el área necesaria para la casa de máquinas de una pequeña central hidroeléctrica, sirviéndose de los datos de caudal y altura disponibles.

ÁREA NECESARIA PARA LA CASA DE MÁQUINAS DE UNA CENTRAL HIDRÁULICA
 En función de Q. y H.
 (NO INCLUYE LA RESIDENCIA DEL EMPLEADO)

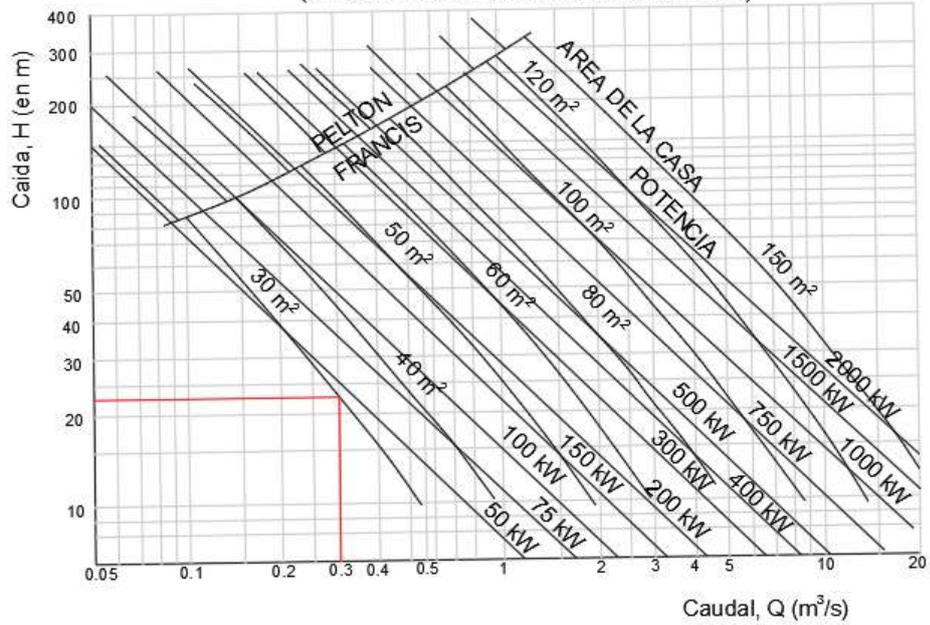


Figura 39. Área de la casa de máquinas en relación con el caudal y altura [48]

En concordancia con la Figura 39 ingresando con un caudal de $Q = 0.3 \text{ m}^3/\text{s}$ y una altura $H_b = 22 \text{ m}$ el área aproximada de la casa de máquinas es de 30 m^2 , sin contar la con el área de operación destinada al operador de la central.

CAPÍTULO III

SIMULACIÓN Y RESULTADOS

En este capítulo se realizará la simulación del eje principal de la turbina con la ayuda de Autodesk Inventor 2018, aplicando los valores obtenidos en el capítulo II, para verificar si cumple con las características necesarias de resistencia y deflexión para su uso.

La simulación de la turbina seleccionada (Michell-Banki) se la realizará en el software ANSYS 19, que al ingresar los valores calculados en el capítulo II, darán resultados que permitan comprobar su adecuado funcionamiento, de igual manera al someter a una variación de dichos valores debe cumplir con los resultados requeridos.

3.1 Simulación del eje principal

Para realizar la simulación del eje acoplado a la turbina Michell-Banki se procede a dibujarlo en Autodesk Inventor mostrado en la Figura 40.



Figura 40. Eje principal de la turbina

Las fuerzas a las que se encuentra sometido el eje se detallan en la Tabla 27.

Tabla 27. Fuerzas que actual en el eje principal

Peso del rodete (Ptr)	Fuerza tangencial en el rodete (Fr)	Momento máximo (Mmax)	Material
383.702 N	4423.6822 N	127.6575 N m	AISI 4340 (ASAAB 705)

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

Los parámetros recomendados para la malla son: el tamaño del elemento que describe el tamaño medio del elemento relativo al modelo, se recomienda valores entre 0.1 y 0.05. El tamaño mínimo del elemento que permite el refinamiento automático en áreas pequeñas, se recomienda valores entre 0.1 y 0.2. El factor de modificación el cual afecta a la uniformidad de transición de la malla entre fina y gruesa, se recomienda valores entre 1.5 y 3. El ángulo máximo de giro efectúa el número de elementos en superficies curvas, cuanto menor sea en ángulo mayor será el número de elementos de la malla en la curva, se recomienda un valor entre 30 y 60° [49].

Al finalizar la configuración de los parámetros se analiza los resultados obtenidos de la simulación.

3.1.1 Tensión de Von Mises

La Figura 41 muestra los valores de tensión de Von Mises cuyo valor no debe superar la resistencia a la fluencia del material seleccionado, los valores máximos y mínimos proporcionados por la simulación son: tensión máxima 91.86 MPa, tensión mínima 3.87 MPa.

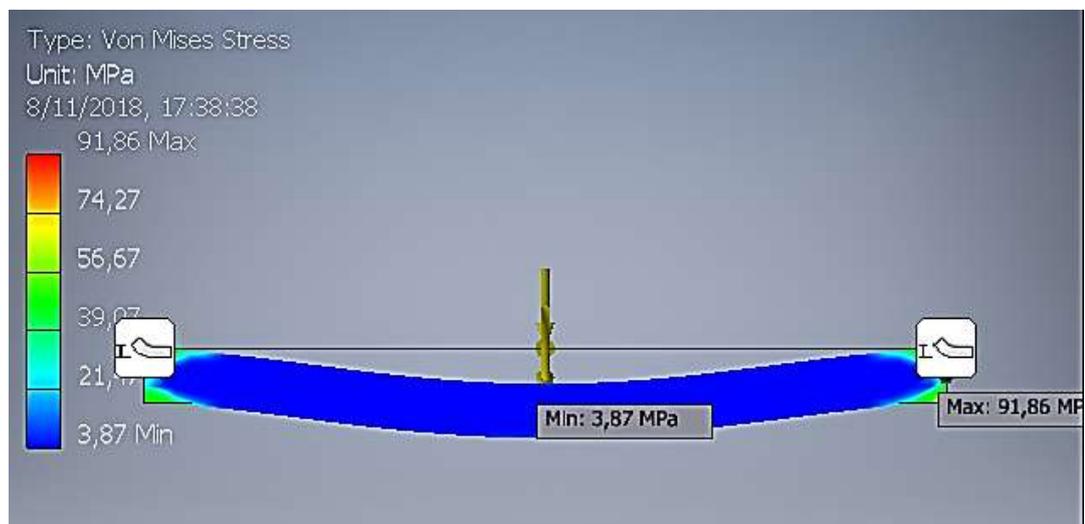


Figura 41. Tensión de Von Mises

De esto se concluye que el eje sometido a las cargas mencionadas en la Tabla 27 y con un material de fabricación AISI 4340 (ASAAB 705) con una resistencia a la fluencia

de 900 MPa, no sufre rotura o deformación permanente por lo cual el material seleccionado es el apropiado.

3.1.2 Deflexión

La Figura 42 muestra la deflexión máxima que sufre el eje por acción de las cargas que soporta, siendo el punto más crítico el centro del eje donde existe una mayor deflexión, los valores máximo y mínimo calculados en la simulación son: deflexión máxima 0.152 mm y deflexión mínima 0 mm.

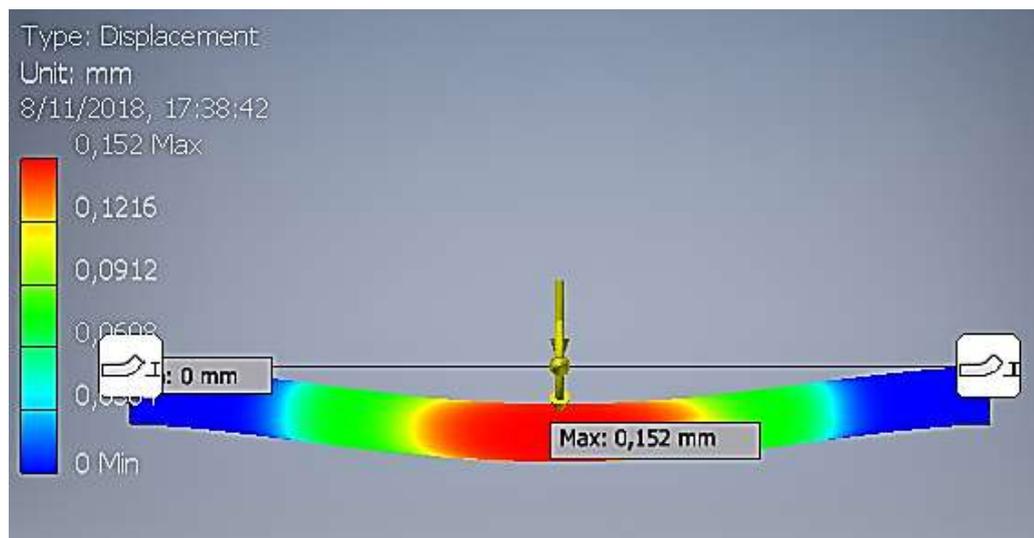


Figura 42. Deflexión

Con lo cual se concluye que la deflexión a la que se encuentra sometido el eje se encuentra dentro del límite elástico, razón por la cual se ajusta a los parámetros de diseño y funcionamiento.

3.2 Simulación de la turbina

Para la simulación de la turbina se considerarán los parámetros de velocidad y presión calculados en el capítulo II.

3.2.1 ANSYS fluent

La dinámica de fluidos computacional abreviada como CFD, fue desarrollada para realizar procedimientos bajo el concepto de elementos finitos para estructuras y volúmenes finitos para fluidos, gobernada por la ecuación de Navier-Stokes, las cuales son un conjunto de ecuaciones en derivadas parciales no lineales, definidas en base a

las leyes de movimiento de Newton, obteniendo una visión más realista del comportamiento del transporte del fluido [50] [51] [52].

3.2.2 Selección del módulo de simulación

Para comenzar con el proceso de simulación, el primer paso es seleccionar el módulo adecuado para la resolución de un problema específico.

3.2.3 Modelamiento

El modelamiento de la turbina Michell-Banki se lo realizó en Autodesk Inventor 2018 en tres dimensiones (3D), para su posterior exportación al programa de simulación ANSYS. Las características de la turbina se encuentran detalladas en la Tabla 28.

Tabla 28. Características de la turbina

Parámetro	Especificación
Diámetro exterior	300 mm
Diámetro interior	200 mm
Ángulo de ataque	16°
Número de álabes	24
Número de revoluciones	511.62 rpm

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

Según el programa de simulación exige que se determine el dominio del fluido en la turbina este se muestra en la Figura 43 (a), (b) y (c). La Figura 43 (a) y (b) muestra los dominios del fluido en la carcasa y el rodete de la turbina, mientras que la Figura 43 (c) muestra el dominio completo de la turbina.

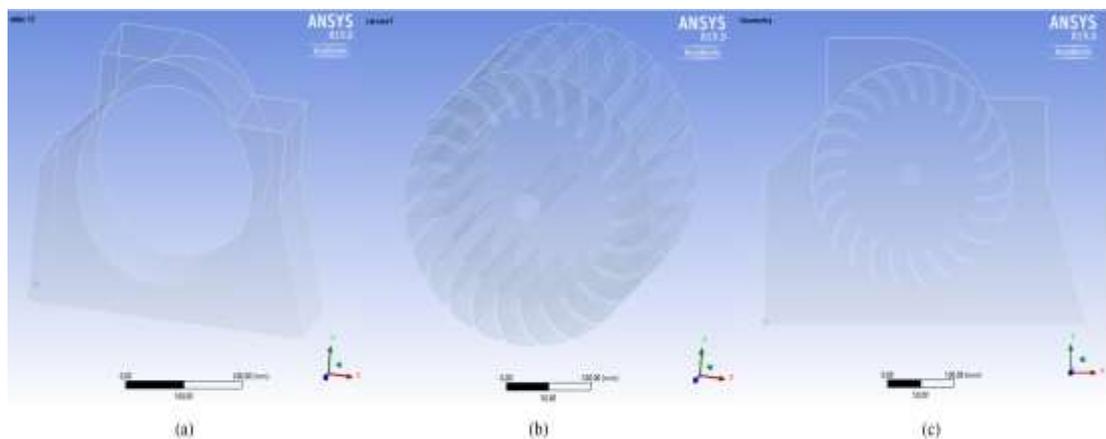


Figura 43. Dominio del fluido en la turbina

3.2.4 Malla computacional

La malla describe el dominio espacial sobre el cual se realizará la simulación numérica, existen diferentes formas geométricas (triangular, cuadrática, hexagonal, tetragonal, entre otras) cuyo objetivo es disminuir el porcentaje de error en los cálculos, a medida que se reduce el tamaño de la malla la precisión aumenta, al igual que el tiempo de cálculo. Por lo tanto, el tamaño de la malla debe aumentarse gradualmente para mejorar el volumen de control [53] [54].

El mallado de la turbina se muestra en la Figura 44 (a), (b) y (c). La Figura 44 (a) muestra una vista isométrica del mallado completo de la turbina, la Figura 44 (b) y (c) muestra el mallado por separado de la carcasa y rodete.

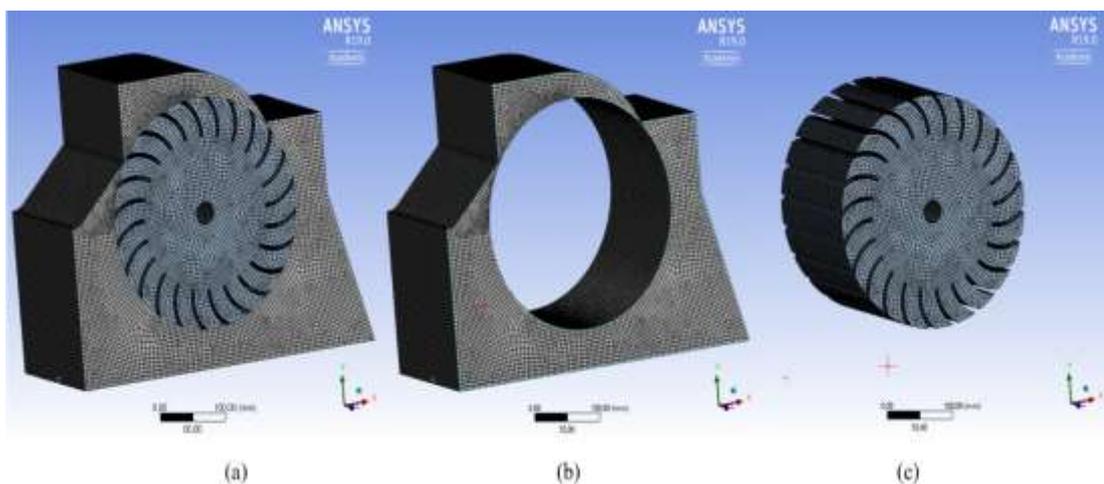


Figura 44. Mallado de la turbina

3.2.5 Condiciones de borde

Las condiciones de borde necesarias para la simulación se muestran en la Figura 45, donde: Inlet representa la velocidad lineal a la entrada de la turbina a temperatura ambiente y presión calculada en el capítulo dos, mientras que Outlet representa la salida del agua de la turbina.

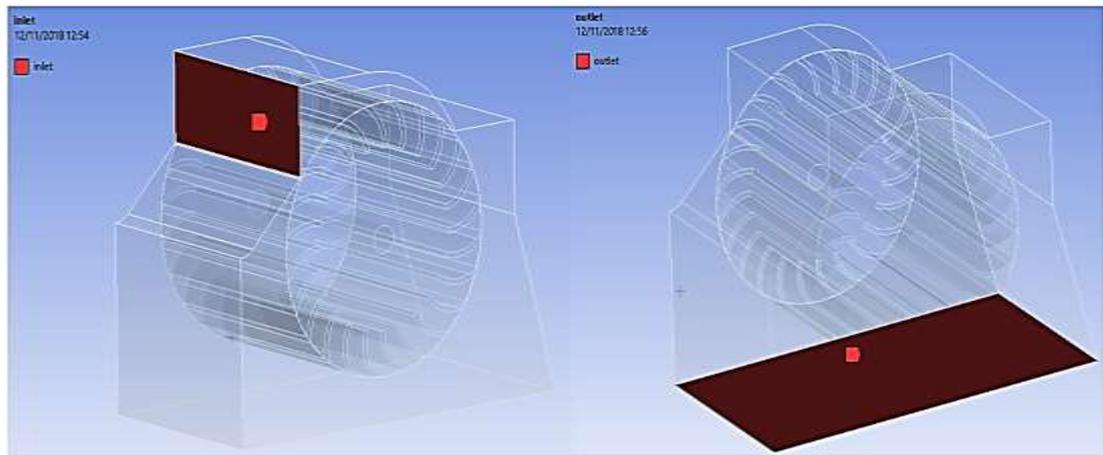


Figura 45. Condiciones de borde

3.2.6 Configuración de parámetros de simulación

Para la configuración de la simulación se escoge un análisis dinámico transitorio, la cual determina una respuesta dinámica bajo la acción de variables dependientes del tiempo, luego el modelo k- ϵ siendo este el indicado cuando se trata de fluidos turbulentos. Finalmente se ingresa los parámetros de velocidad, presión y material, con el fin de lograr una convergencia de acuerdo con el número de iteraciones necesarias.

3.2.7 Modelos de turbulencia usados por ANSYS

Los modelos de simulación utilizados para flujo turbulento en ANSYS Fluent se dividen en modelo k- ϵ estándar, modelo RNG k- ϵ y modelo k- ϵ realizable, los tres modelos tienen formulaciones similares con ecuaciones para transporte de fluido k- ϵ ; sus diferencias son las siguientes:

- El método de cálculo de la viscosidad turbulenta,
- El número de Prandtl que determina la difusión turbulenta de k- ϵ .
- La fórmula de la ecuación de ϵ en su generación y eliminación [55].

3.1.1.1 Modelo k- ϵ estándar

Este modelo está basado en ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k) y su variación de disipación (ϵ). El modelo de la Ecuación para k se obtiene de una formulación exacta, mientras que para ϵ se obtuvo mediante un razonamiento físico y baja utilización matemática. Las Ecuaciones de transporte utilizados son:

Energía cinética de la turbulencia k:

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho k) + \frac{\partial}{\partial t_i} \cdot (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot \left(\alpha_k \cdot \mu_{ef} \cdot \frac{\partial}{\partial t_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (74)$$

La velocidad de disipación ε :

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left(\alpha_\varepsilon \cdot \mu_{ef} \cdot \frac{\partial}{\partial t_j} \right) + C_{1\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} \cdot G_b) - C_{2\varepsilon} \cdot \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (75)$$

Donde:

G_k ; Representa la generación cinética de turbulencia debido a los gradientes de velocidad media.

G_b ; Es la generación de energía cinética de turbulencia debido a la flotabilidad.

Y_M ; Representa la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la variación de disipación general.

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ y $C_{3\varepsilon}$; Son constantes.

α_k ; Número de Prandtl para k.

α_ε ; Número de Prandtl para ε .

S_k y S_ε ; Son términos definidos por el programador.

Para la simulación se utilizaron valores para las constantes determinados por el programa ANSYS, cuyos valores son [56]:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad C_\mu = 0.09 \quad \alpha_k = 1 \quad \alpha_\varepsilon = 1.3$$

3.2.8 Resultados

Los resultados necesarios para el análisis de la turbina Michel-Banki son los contornos de presión y velocidad, además de los vectores de velocidad que denotan la dirección del flujo dentro de la turbina.

La Figura 46 muestra los contornos de presión en la turbina, donde se aprecia la reducción de presión en el transcurso del agua por el interior de la turbina, siendo mínima a la salida de la turbina.

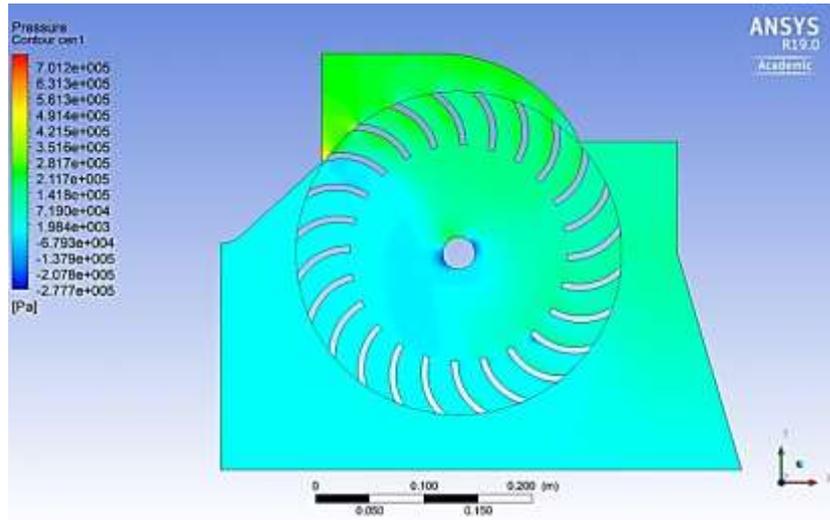


Figura 46. Contorno de presión

La Figura 47 muestra el contorno de velocidad en el transcurso del agua por la turbina denotando la pérdida de energía cinética, cuyos valores tienen una variación del 5 % con respecto a la velocidad teórica calculada en el capítulo dos.

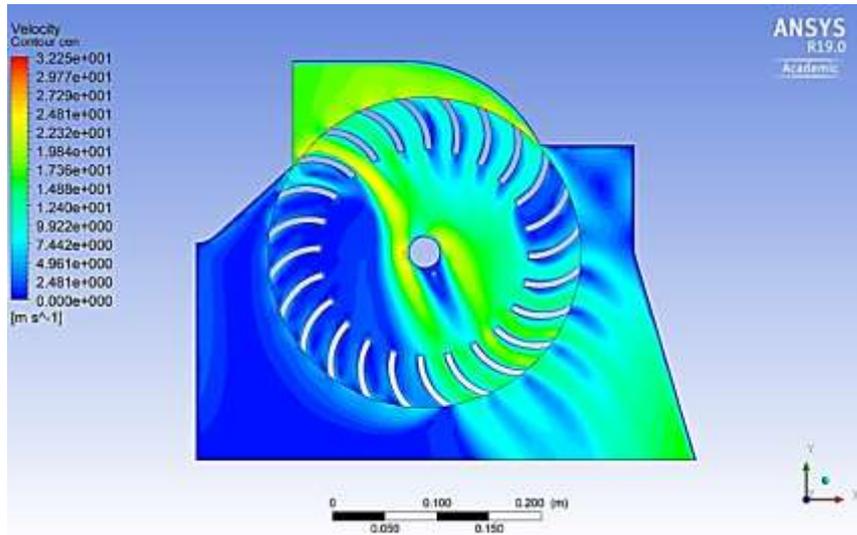


Figura 47. Contorno de velocidad

La Figura 48 muestra los vectores de velocidad que denotan la dirección del flujo de agua dentro de la turbina.

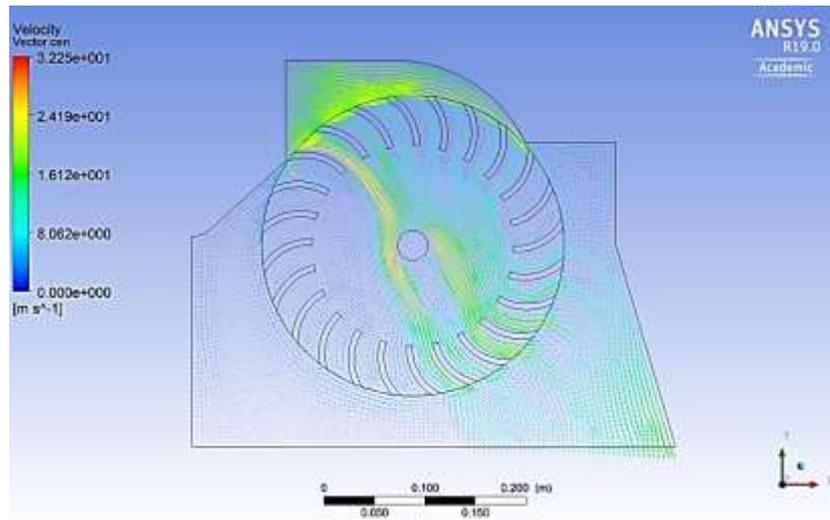


Figura 48. Vectores de velocidad

En la Figura 49 se muestra el comportamiento de la presión con respecto a la velocidad en un plano central de la turbina, desde la carcasa hacia el rodete existe un aumento de velocidad a costa de la presión, mientras que cuando la velocidad llega a su valor máximo de 21.5 m/s, comienza a ceder energía cinética y aumenta la energía de presión en la turbina.

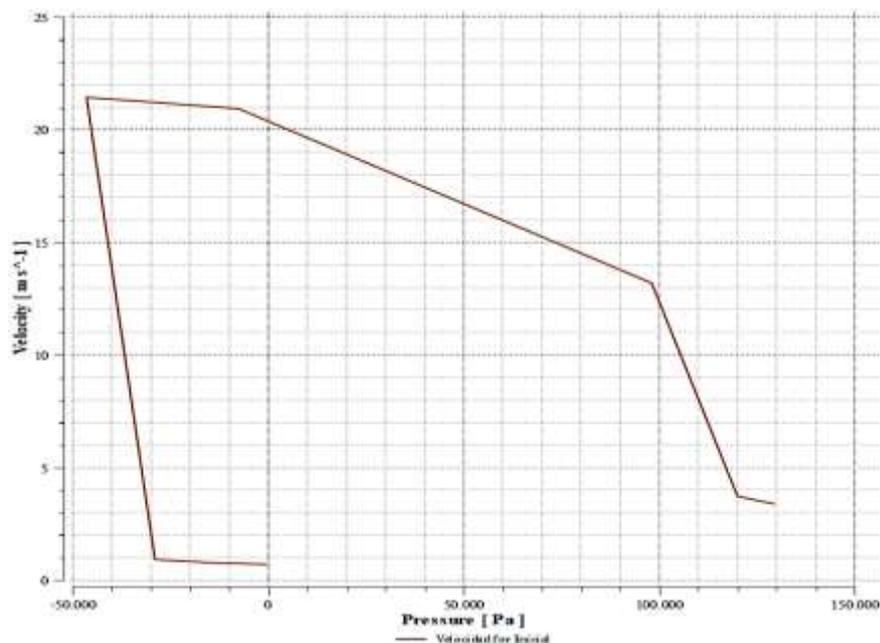


Figura 49. Velocidad-Presión

En la Figura 50 se observa la turbulencia ocasionada por el flujo del agua al interior de la turbina, donde se aprecia que a medida que aumenta la velocidad la turbulencia

también aumenta, cuando la velocidad alcanza su valor máximo de 21.5 m/s al producirse el choque del agua con el eje principal, después de producirse este fenómeno la turbulencia comienza a reducir su valor. El fenómeno de reversión del flujo sin entrega de energía provoca que aumente la turbulencia alcanzando un valor de $5.31 \text{ m}^2/\text{s}^2$ a una velocidad de 4.7 m/s.

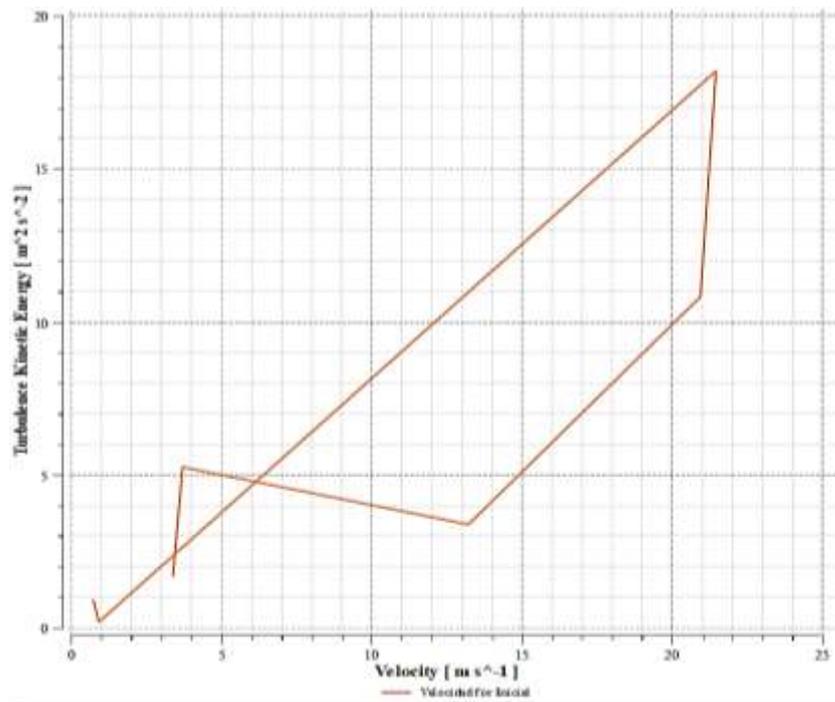


Figura 50. Turbulencia-Velocidad

Con el fin de analizar el comportamiento del flujo de agua ante la variación de sus condiciones iniciales se consideran cuatro posibilidades, donde se produce la variación de la velocidad y presión de ingreso del agua hacia la turbina resultados con los cuales se realiza la comparación con respecto de los valores iniciales, dichos casos se describen como:

- Caso A: comparación del modelo inicial manteniendo la presión de ingreso y reduciendo la velocidad de $V=17 \text{ m/s}$ a $V=6 \text{ m/s}$.
- Caso B: comparación del modelo inicial manteniendo la presión de ingreso y aumentando la velocidad de $V=17 \text{ m/s}$ a $V=20 \text{ m/s}$.
- Caso C: comparación del modelo inicial aumentando la presión de 15758 Pa hasta 100000 Pa y manteniendo la velocidad inicial de 17 m/s .

- Caso D: comparación del modelo inicial disminuyendo la presión de 15758 Pa hasta 5000 Pa y manteniendo la velocidad inicial de 17 m/s.

El mencionado caso A, realiza una comparación del modelo inicial con la reducción de velocidad de $V=17$ m/s a $V=6$ m/s como se especifica en la Figura 51.

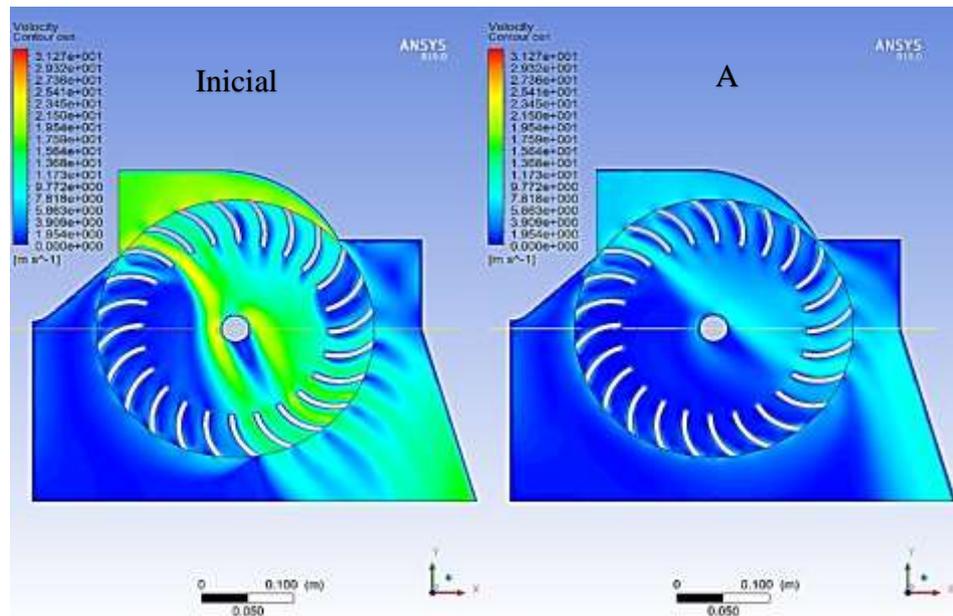


Figura 51. Comparación de velocidad para el A

Uno de los fenómenos que más relevancia se tiene al momento de reducir la velocidad de ingreso a la turbina es la turbulencia cuyo valor máximo alcanza los $2.88 \text{ m}^2/\text{s}^2$ mostrados en la Figura 52. En comparación con los valores de la Figura 50 del modelo inicial donde la turbulencia alcanza un valor máximo de $18.2 \text{ m}^2/\text{s}^2$ se observa una reducción de la turbulencia de $15.32 \text{ m}^2/\text{s}^2$

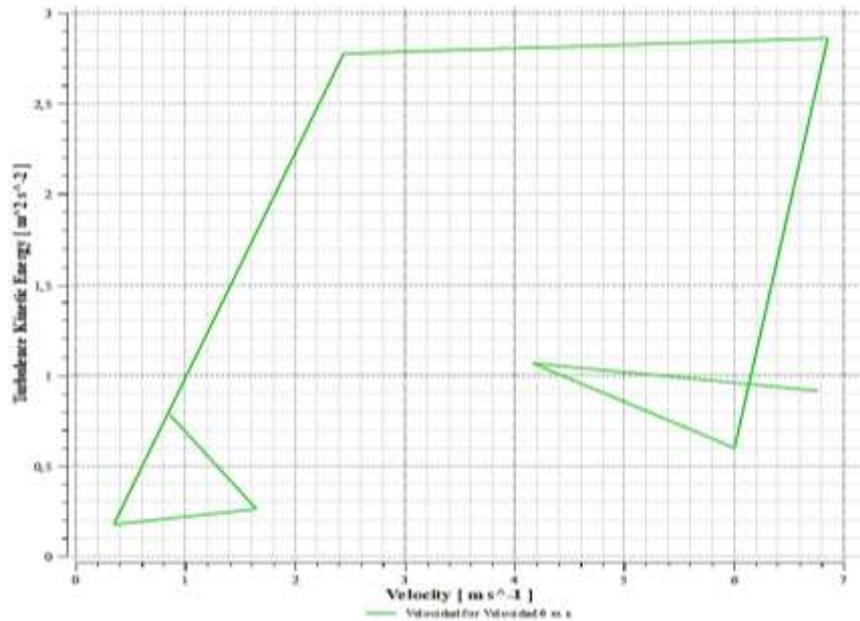


Figura 52. Turbulencia-Velocidad para el caso A

Para el caso B donde compara el modelo inicial cuando se aumenta la velocidad de ingreso de $V=17 \text{ m/s}$ a $V=20 \text{ m/s}$ como se especifica en la Figura 53.

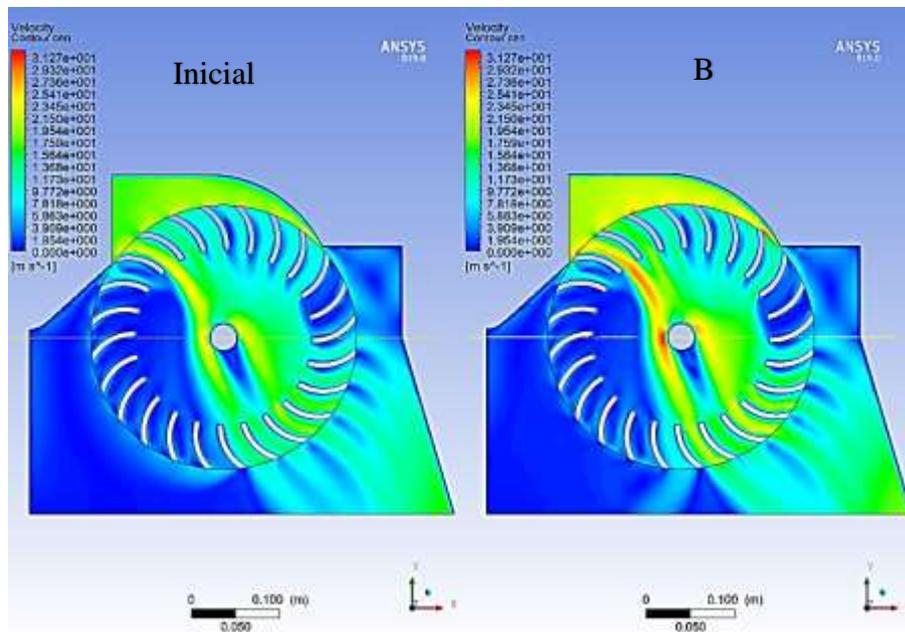


Figura 53. Comparación de velocidad para el B

Cuando se aumenta la velocidad el fenómeno de turbulencia también sufre una variación alcanzando un valor de $22.2 \text{ m}^2/\text{s}^2$ Figura 54 con un desfase de $4 \text{ m}^2/\text{s}^2$ con respecto al modelo inicial Figura 50.

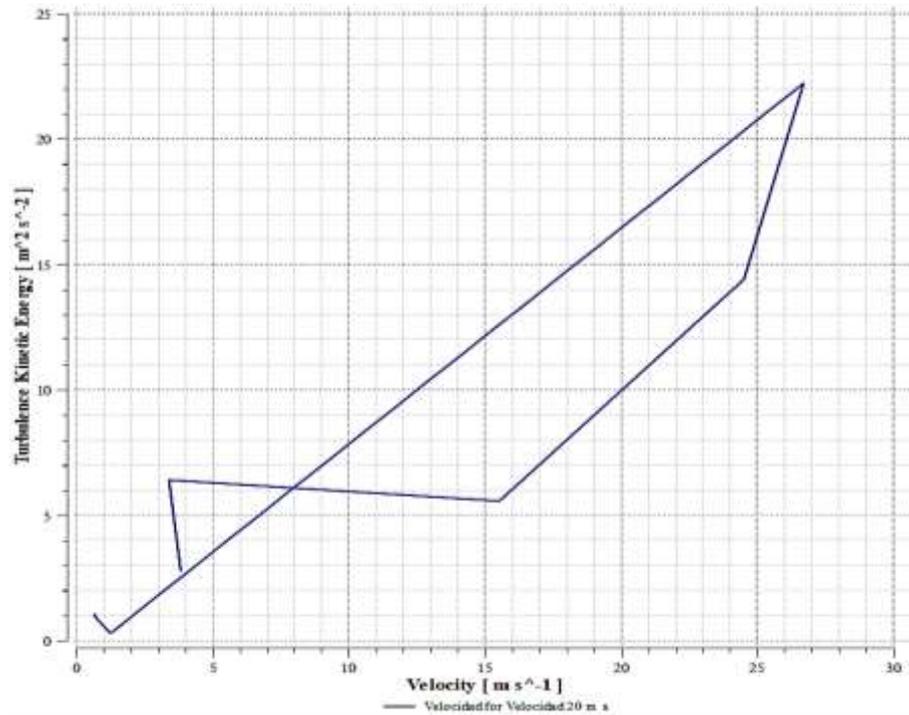


Figura 54. Turbulencia para el caso B

Para el análisis de los casos C y D donde se conserva la velocidad inicial de $V=17$ m/s y el parámetro sometido a variación es la presión, del modelo inicial donde la presión $P=15758$ Pa se realiza un aumento hasta $P=100000$ Pa y una disminución hasta $P=5000$ Pa, especificado en la Figura 55.

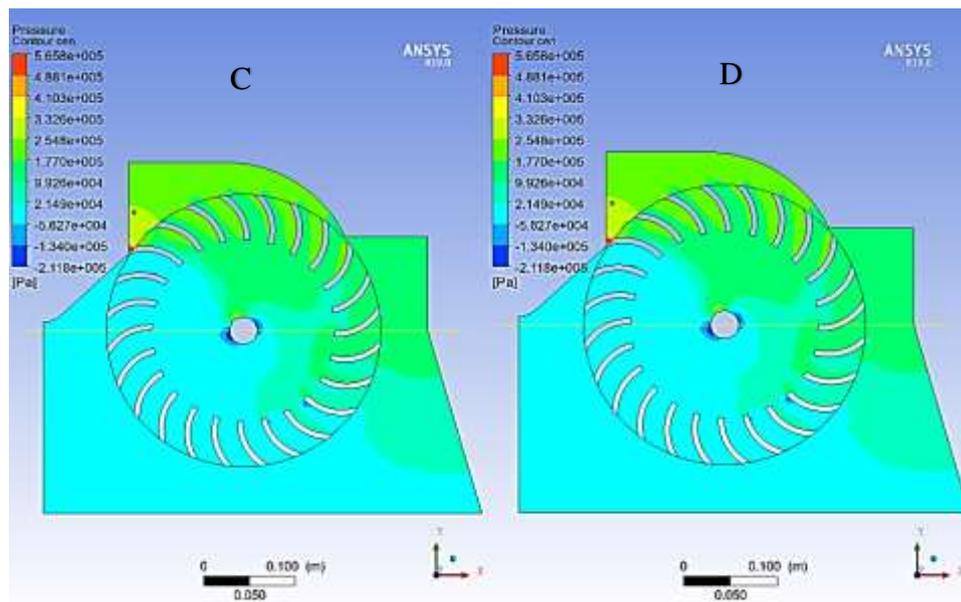


Figura 55. Contorno de presión para los casos C y D

La Figura 56 muestra el comportamiento de la turbulencia con respecto a la velocidad.

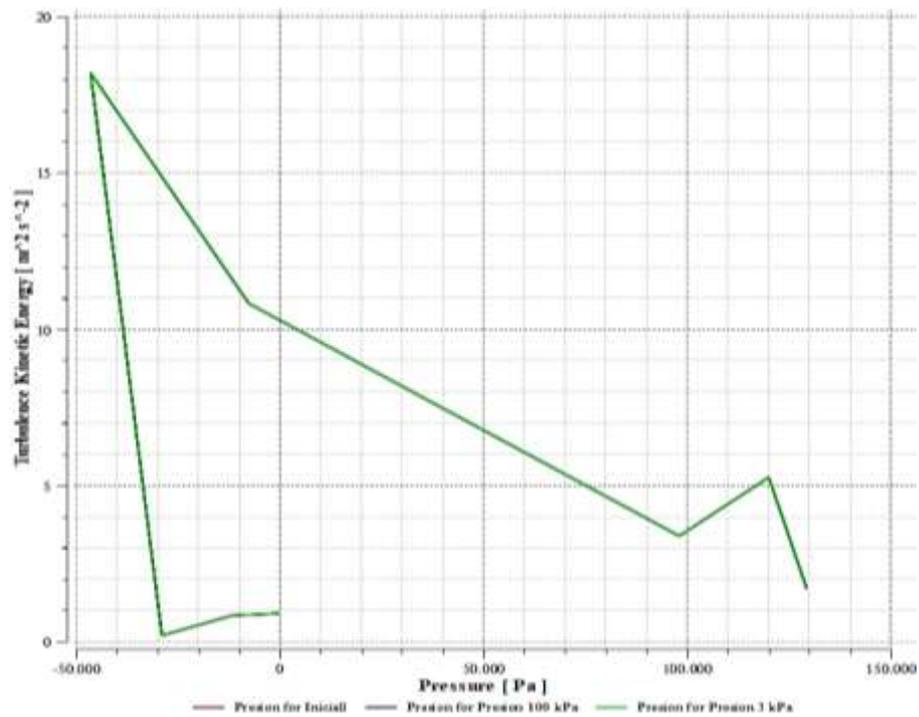


Figura 56. Turbulencia-Presión para los casos C y D

La Figura 57 muestra el comportamiento de la velocidad con respecto a la presión para los casos C y D sometidos a comparación.

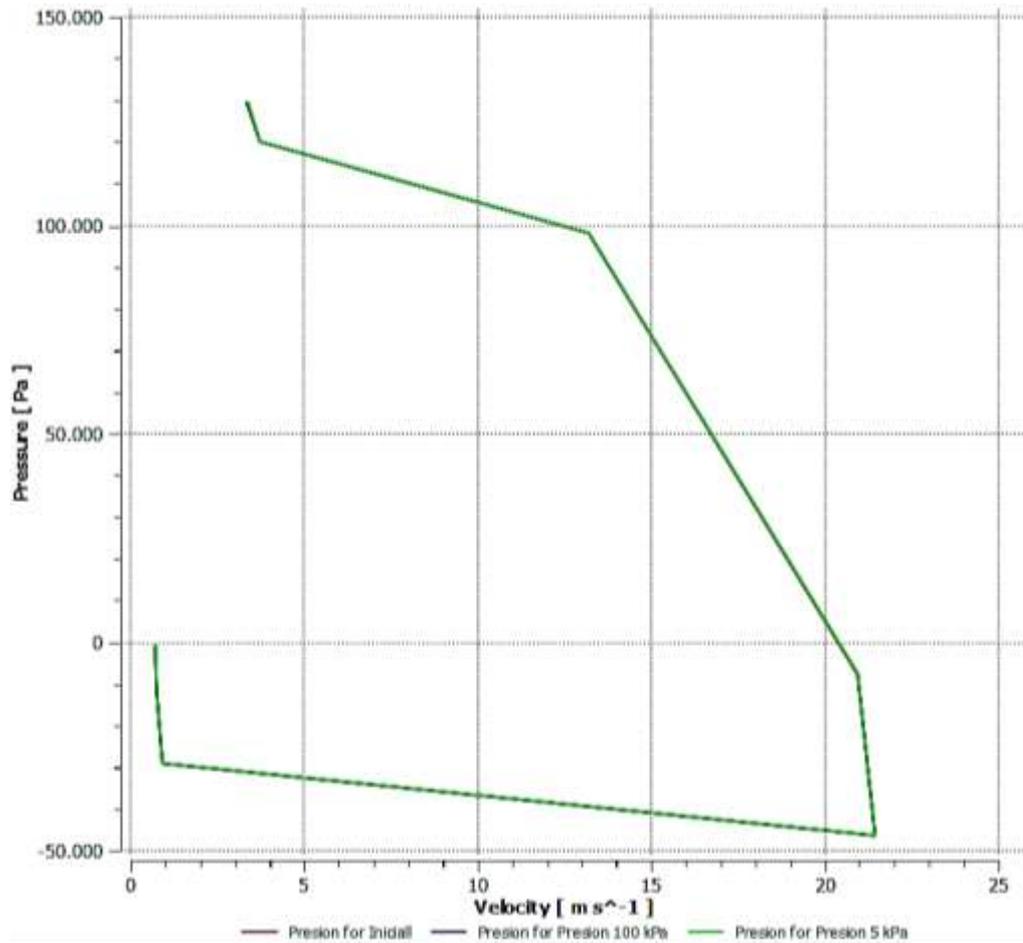


Figura 57. Presión-Velocidad para los casos C y D

De las Figuras 56 y 57 se observa que las curvas de comparación con el modelo inicial se superponen por lo cual se puede concluir que la variación de presión no es un parámetro que afecte de manera considerable al comportamiento interno del flujo dentro de la turbina.

CAPÍTULO IV

COSTOS DE IMPLEMENTACIÓN Y MATERIALES

Se determina un valor estimado de la inversión para la implementación de la minicentral hidroeléctrica ubicada en el canal de riego occidental de la Laguna de San Marcos. Se consideran los costos mecánicos, las obras civiles, y de los costos eléctrico-electrónico. Se calcula el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR) que determinan la factibilidad y rentabilidad del proyecto.

4.1 Costos directos

En la Tabla 29 se encuentra el valor de la obra civil (Anexo 6), en la Tabla 30 los valores de la parte mecánica y una estimación del costo eléctrico-electrónico (Anexo 7).

Tabla 29. Costo obra civil

Item	Cantidad	Descripción	Unidad	Precio unitario (\$)	Precio total (\$)
1	100.0	Desbroce, limpieza y desbosque	m ²	1.60	159.90
2	100.0	Replanteo y nivelación	m ²	1.77	176.80
3	0.7	Excavación a mano en fango	m ³	19.98	13.49
4	0.2	Hormigón simple replantillo f c=140 kg/cm ²	m ³	132.83	29.89
5	3.2	Hormigón simple f c=210 kg/cm ²	m ³	144.13	454.01
6	25.2	Encofrado/desencofrado tablero contrachapado	m ²	15.52	391.15
7	44.1	Malla electrosoldada 5.10	m ²	4.22	186.24
8	0.5	Recubrimiento para tubería-hormigón f c = 210 kg/cm ²	m ³	228.71	115.48
9	0.1	Nivelación tubería de presión y bloques de anclaje	Km	27,315.60	2,731.56
10	120.0	Encamisado de tubería de acero (PROVISIÓN Y MONTAJE)	Kg	5.14	616.20
11	100.0	Instalación tubería de acero 12"	M	6.68	668.00
12	0.0	Cama de arena	m ³	22.66	0.81
13	30.0	Construcción casa de máquinas (GLOBAL)	m ²	300.00	9,000.00
				SUBTOTAL	\$ 14,543.53

Tabla 30. Costos mecánicos y estimación eléctrica-electrónica

Item	Cantidad	Descripción	Unidad	Precio unitario (\$)	Precio total (\$)
1	1	Turbina modelo R313 y generador de 1800 RPM	Adimensional	51,350.00	51,350.00
2	120	Tubería de 12" SCH 40, CS ASTM A106 GR, de 6 m de longitud.	M	151.75	18,209.86
3	40	Brida de 12" #150 WN RF SCH 40 con cuello	Adimensional	181.02	7,240.64
4	3	Codo de 90° 12" acero negro SCH 40	Adimensional	211.29	633.87
5	1	Tee acero negro para soldar SCH 40 de 12"	Adimensional	303.33	303.33
6	3	Válvula de compuerta A/C 150# bridada 12"	Adimensional	3,117.94	9,353.81
7	480	Pernos y tuercas acero negro de 7/8" X 5-1/2"	Adimensional	3.61	1,733.18
8	1	Soldadura montaje y supervisión	Adimensional	10,000.00	10,000.00
9	1	Sistema eléctrico-electrónico de control	Adimensional	30,000.00	30,000.00
SUBTOTAL				\$ 128,824.69	

4.2 Costos indirectos

En la Tabla 31 se encuentra el valor de los costos indirectos considerados para la implementación de la micro central hidroeléctrica.

Tabla 31. Costos indirectos

Item	Descripción	Unidad	Precio total
1	Gastos administrativos	USD	1,500.00
2	Papelería y útiles de oficina	USD	800.00
3	Supervisión del proyecto	USD	3,000.00
4	Imprevistos	USD	1,300.00
SUBTOTAL			\$6,600.00

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

4.3 Costo total del proyecto

En la Tabla 32 se encuentra el valor total del proyecto considerando los costos directos y los costos indirectos para la ejecución de la micro central hidroeléctrica.

Tabla 32. Costo total del proyecto

Item	Descripción	Unidad	Precio total
1	Costo obra civil	USD	14,543.53
2	Costos mecánicos y estimación eléctrica-electrónica	USD	128,824.69
3	Costos indirectos	USD	6,600.00
Costo total del proyecto			\$149,968.22

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

4.4 Egresos e ingresos del proyecto

Los egresos para la implementación de la micro central hidroeléctrica se resumen en la Tabla 32 los mismos que llegan a un valor de \$149,968.22.

Para la recuperación de la inversión del proyecto debe asumirse un tiempo mínimo de generación de ingresos que permita el óptimo funcionamiento de la micro central hidroeléctrica. El tiempo asumido es de 10 años con el que se calculará la rentabilidad del proyecto, estos valores se encuentran descritos en la Tabla 34 y ascienden un valor de \$211,929.508.

4.5 Valor Actual Neto (VAN)

Para determinar la viabilidad del proyecto se calcula el Valor Actual Neto (VAN). Este cálculo se lo realiza en términos absolutos netos; es decir en unidades monetarias y nos indica el valor del proyecto al día de hoy, también considera el flujo de caja de los períodos más próximos reduciendo así el riesgo. El Valor de la Tasa de Descuento (K) se considera constante para el análisis del VAN [57]. La Ecuación 76 determina el VAN:

$$VAN = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^{t_n}} \quad (76)$$

Donde:

F_t ; Son los flujos de dinero en cada periodo t (USD).

I_0 ; Es la inversión realizada en el momento inicial (t=0) (%).

t_n ; Es el número de períodos de tiempo (años).

k ; Es el tipo de descuento o tipo de interés exigido a la inversión (%).

Los resultados del cálculo del VAN determinan financieramente lo siguiente, si:

- VAN > 0: El valor actualizados de la inversión y de su retorno a la tasa de descuento elegida generará utilidades.
- VAN = 0: El proyecto de inversión no generará ni utilidades ni pérdidas.
- VAN < 0: El proyecto de inversión generará pérdidas por lo que no es factible su implementación [57].

4.5.1 Cálculo del VAN

Los parámetros que se han considerado para el cálculo del VAN y TIR se encuentran en la Tabla 33, la inversión inicial se aproxima a \$150.000,00.

Tabla 33. Consideraciones para el cálculo del VAN y TIR

Parámetros para el VAN y TIR		
Inversión inicial		\$ 150,000.00
Capacidad de generación por energía por hora	kW/h	33.25
Horas generadas al año	h	8760
Eficiencia	95%	0.95
Capacidad de generación de energía anual	kW	276706.5
Tarifa residencial del kW/h	0,09	\$ 0.09
Valor de venta de kW/h al 100%		\$ 24,903.59
Tasa de descuento al año	6%	0.06
Tasa de descuento al año #1	6,4%	0.064
Tasa de descuento al año #2	6,3%	0.063

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

Las inversiones que se realizan en los bancos como las pólizas de acumulación tienen un rendimiento financiero del 5.15 % anual, y del 6 % para 1080 días plazo máximo de inversión [58], la tasa pasiva referencial del Banco Central del Ecuador es de 5.43 % anual (Anexo 8) [59], por lo que el valor del 6 % de descuento al año es justificable y los valores de las tasas de descuento del 6.4 % y 6.3 % definidos son más rentables que las que se puedan hacer en una institución bancaria. La Tabla 34 muestra el flujo de ingresos por la venta de energía en un período de 10 años.

Tabla 34. Ingresos por venta de energía

Consideraciones		
Venta de energía primer año	65%	\$16,187.33
Venta de energía segundo año	70%	\$17,432.51
Venta de energía tercer año	75%	\$18,677.69
Venta de energía cuarto año	80%	\$19,922.87
Venta de energía quinto año	85%	\$21,168.05
Venta de energía sexto año	90%	\$22,413.23
Venta de energía séptimo año	95%	\$23,658.41
Venta de energía octavo año	96%	\$23,907.44
Venta de energía noveno año	97%	\$24,156.48
Venta de energía décimo año	98%	\$24,405.51
SUBTOTAL		\$211,929.51

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

En la Tabla 35 se representan los resultados obtenidos aplicando la Ecuación 76:

Tabla 35. Resultado del VAN

VAN			
Inversión inicial			-150000.000
F_t	$k=6\%$	0.06	$F_t/(1+k)^n$
\$16,187.33		1.060	\$15,271.07
\$17,432.51		1.124	\$15,514.87
\$18,677.69		1.191	\$15,682.15
\$19,922.87		1.262	\$15,780.78
\$21,168.05		1.338	\$15,818.00
\$22,413.23		1.419	\$15,800.44
\$23,658.41		1.504	\$15,734.19
\$23,907.44		1.594	\$14,999.82
\$24,156.48		1.689	\$14,298.18
\$24,405.51		1.791	\$13,627.91
Cálculo del VAN			\$2,527.41

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

El VAN calculado es positivo, por lo tanto, la inversión es rentable.

4.6 Tasa Interna de Retorno (TIR)

La Tasa Interna de Retorno (TIR) se define como la tasa de interés que da una rentabilidad a una inversión, viene dada en porcentaje, se la define también como el valor de la tasa de descuento que hace que el VAN sea igual a cero en un proyecto. La Ecuación 77 determina el TIR [60].

$$VAN = -I_0 + \frac{F_1}{(1 + TIR)} + \frac{F_2}{(1 + TIR)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1 + TIR)^{t_n}} = 0 \quad (77)$$

Los resultados del cálculo del TIR determinan financieramente lo siguiente, si:

- Si $TIR > k$: La inversión en el proyecto es aceptado.
- Si $TIR = k$: El proyecto de inversión no generará ni utilidades ni pérdidas.
- Si $TIR < 0$: El proyecto de inversión no es factible [60].

4.6.1 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)

Los supuestos que se han considerado para el cálculo del TIR se encuentran en la Tabla 31. En la Tabla 36 están los resultados obtenidos del TIR 1 y TIR 2 aplicando la Ecuación 77 [60].

Tabla 36. Cálculo del TIR 1 y TIR 2

TIR 1				TIR 2			
Inversión inicial				Inversión inicial			
-150000.000				-150000.000			
F_t	I=6,4%	0.064	$F_t/(1+k)^n$	F_t	I=6,3%	0.063	$F_t/(1+k)^n$
\$16,187.33		1.064	\$15,213.66	\$16,187.33		1.063	\$15,227.97
\$17,432.51		1.132	\$15,398.44	\$17,432.51		1.130	\$15,427.42
\$18,677.69		1.205	\$15,505.95	\$18,677.69		1.201	\$15,549.75
\$19,922.87		1.282	\$15,544.81	\$19,922.87		1.277	\$15,603.38
\$21,168.05		1.364	\$15,522.89	\$21,168.05		1.357	\$15,596.04
\$22,413.23		1.451	\$15,447.37	\$22,413.23		1.443	\$15,534.77
\$23,658.41		1.544	\$15,324.77	\$23,658.41		1.534	\$15,425.98
\$23,907.44		1.643	\$14,554.59	\$23,907.44		1.630	\$14,664.49
\$24,156.48		1.748	\$13,821.62	\$24,156.48		1.733	\$13,939.08
\$24,405.51		1.860	\$13,124.16	\$24,405.51		1.842	\$13,248.15
Cálculo del TIR			-541.736	Cálculo del TIR			\$217.04

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

4.6.2 Cálculo del TIR por interpolación

La relación que existe entre el VAN y el TIR se representa en la Figura 58.

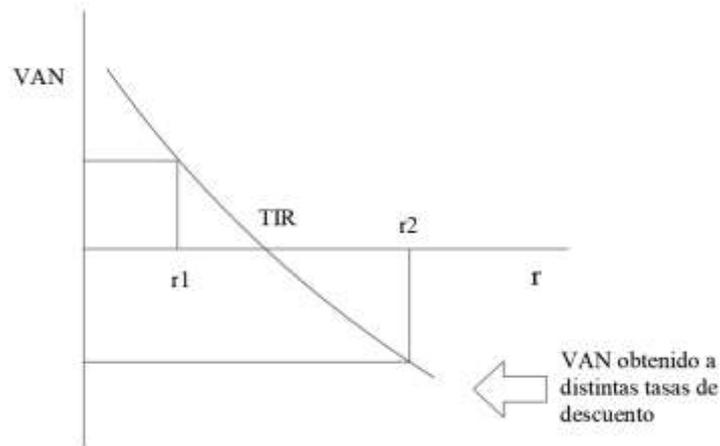


Figura 58. Relación del VAN y TIR [60]

Para llegar a determinar que el valor del VAN sea igual a cero se deben realizar cálculos iterativos por lo que se ha definido la Ecuación 78 que permite a través del método de interpolación hallar el valor del TIR con el cual en VAN es igual a cero [61].

$$TIR = I_1 + (I_2 - I_1) \cdot \left(\frac{VAN_1}{VAN_1 - VAN_2} \right) \quad (78)$$

Donde:

I_1 ; Tasa de descuento del VAN con signo positivo y corresponde al VAN_1 .

I_2 ; Tasa de descuento del VAN con signo negativo y corresponde al VAN_2 .

Para el cálculo definitivo del TIR que permita determinar que el VAN sea igual a cero se asumen los valores del $I_1 = 0.063$ e $I_2 = 0.064$, si se aplica la Ecuación 78, los resultados se muestran en la Tabla 37.

Tabla 37. Resultados de interpolación

TIR	
I_1	0,0630000
I_2	0,0640000
VAN_1	217,0375813
VAN_2	-541,7362489
$I_2 - I_1$	0,0010000
$VAN_1 - VAN_2$	758,7738302
$(VAN_1 / (VAN_1 - VAN_2))$	0,2860373
$((I_2 - I_1) \cdot (VAN_1 / (VAN_1 - VAN_2)))$	0,0002860
Valor del TIR	0,0632860
Valor del TIR	6,32860%

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

4.7 Análisis de resultados

El proyecto de implementación de la minicentral hidroeléctrica es factible según los valores calculados.

El valor positivo del VAN=2527.408 confirma que los considerado son los correctos. El valor del TIR=6.32860 % es superior a la tasa de descuento del 6 % que financieramente se podría obtener en otra inversión.

CONCLUSIONES

- Los parámetros determinados en el sitio escogido por el Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Pichincha fueron el caudal de $0.3 \text{ m}^3/\text{s}$, mediante el estudio topográfico realizado se determinó una altura bruta de 22 m, la distancia entre la toma de agua y la ubicación de la turbina fueron de 230 m y se determinó que la turbina seleccionada fuera la Michell Banki.
- Las pérdidas que se producen en los elementos mecánicos, como la tubería, las válvulas, entre otros, determinó una altura neta de aprovechamiento de 14.724 m, que el diámetro de la tubería sea de 12 pulgadas y su caudal aprovechable de $0.3 \text{ m}^3/\text{s}$. Esto generaría una potencia de 35.53 kW, lo que según la Norma INEN 59:2012 la clasifica como una micro central hidroeléctrica. Además, se efectuó el diseño hidráulico y mecánico de la turbina considerando el procedimiento estandarizado por la OLADE (Organización Latinoamericana de Energía), los cuales están estandarizados para su construcción.
- Los resultados de su diseño mecánico e hidráulico se los pudo comprobar mediante los softwares Autodesk Inventor determinando que la selección del material del eje fue apropiada y ANSYS 19 en su módulo de Fluent, verificando el comportamiento del agua dentro de la turbina cuando se efectúan variaciones en los parámetros de velocidad y presión observando una variación del 5 % con respecto a los valores calculados teóricamente con lo cual la simulación es validada.
- El estudio de costos realizado con el VAN y TIR determinó una rentabilidad del 6.3 % anual, superior al 6.0 % que se puede obtener en una institución bancaria, se estableció, además que su rentabilidad se produce en un período de 10 años lo que permite la viabilidad de la implementación de la micro central hidroeléctrica en la Laguna de San Marcos.

RECOMENDACIONES

- Determinada la capacidad de generación de 35.53 kW, el Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Pichincha puede definir la utilización de la energía en el área de su influencia.
- Se recomienda realizar un mantenimiento permanente del lugar de captación de agua para la micro central en el canal de riego de la Laguna de San Marcos, para evitar el ingreso de sólidos, con el fin de minimizar los daños producidos en los equipos.
- Se recomienda realizar un estudio del suelo para la ubicación de la tubería y la casa de máquinas, como también diseñarse un programa de mantenimiento de todos los componentes de la micro central.
- Si se requiere que la capacidad de generación sea mayor, en la Laguna de San Marcos se puede encontrar lugares donde el aprovechamiento del recurso hídrico puede ser mayor para la generación de energía eléctrica.
- Complementar este estudio con el diseño de los sistemas eléctrico, electrónico y distribución según los requerimientos de utilización de la generación eléctrica.
- Se recomienda actualizar los valores de los componentes necesarios para la implementación de la micro central hidroeléctrica, debido a la fluctuación de precios que sufre el mercado con el transcurso del tiempo.

REFERENCIAS

- [1] GADPP, «Gobierno de Pichincha Eficiencia y Solidaridad,» 13 Diciembre 2017. [En línea]. Available:
<http://www.pichinchaldia.gob.ec/actualidad/item/3193-sistema-de-riego-cayambe-pedro-moncayo-registra-un-avance-constructivo-del-95-60.html>. [Último acceso: 4 Mayo 2018].
- [2] B. U. N. (BUN-CA), Manuales sobre energía renovable, HIDRÁULICA a pequeña escala, Primera ed., San José, 2002, p. 4.
- [3] J. L. Galarza Hidalgo, METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DE TURBINAS EN PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS CON CAPACIDAD MENOR A 10 MW-CON EJEMPLO DE APLICACIÓN, Quito, 2015.
- [4] B. Pelikari, Guía para el desarrollo de una pequeña central hidroeléctrica, ESHA, 2006, pp. 4-6.
- [5] «La energía hidroeléctrica y su afección ambiental en los ríos,» [En línea]. Available:
http://www.crana.org/themed/crana/files/docs/232/047/afeccion_hidroelectrica.pdf. [Último acceso: 17 Diciembre 2018].
- [6] EDITEC S.A., «Como Funciona una central de embalse,» *Electricidad La revista energetica de Chile*, 2011.
- [7] Good Energy, «Good Energy management,» 2014. [En línea]. Available:
<http://www.goodenergy.cl/hidroelectricas.html>. [Último acceso: 17 Diciembre 2018].
- [8] A. Rojas Flores, «DOCPLAYER,» 2017. [En línea]. Available:
<http://docplayer.es/23332768-Centrales-electricas-mg-amancio-rojas-flores.html>. [Último acceso: 10 Mayo 2018].

- [9] Enel S.A., «ENDESA EDUCA,» 2014. [En línea]. Available: https://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/produccion-de-electricidad/xi.-las-centrales-hidroelectricas. [Último acceso: 23 Abril 2018].
- [10] ECOVIVE, «Ecovive,» 24 Noviembre 2010. [En línea]. Available: <https://ecovive.com/centrales-segun-la-afluencia-del-caudal/>. [Último acceso: 19 Septiembre 2018].
- [11] C. Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas, Madrid: ICAI, 1984, p. 290.
- [12] INEN, «GUÍA DE PRÁCTICA PARA EL DESARROLLO DE ESTUDIOS DE INVENTARIO, PREFACTIBILIDAD, FACTIBILIDAD Y DISEÑO DEFINITIVO DE PROYECTOS DE GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA,» 2012.
- [13] Metrindust, «Merindust Laboratorio de calibración,» Ojo Creativo, [En línea]. Available: <http://metrindust.com.pe/laboratorio-de-flujo-de-gases-y-liquidos/>. [Último acceso: 25 Mayo 2018].
- [14] INRENA-PSI (Proyecto Subsectorial de Irrigación), «Manual de Hidrometría,» 2005. [En línea]. Available: <https://www.fing.edu.uy/imfia/cursos/hidrometria/material/hidrometria.pdf>. [Último acceso: 25 Mayo 2018].
- [15] Crane, Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, Mexico: McGraw-Hill, 1982, pp. 1-5.
- [16] R. Mott, Mecánica de fluidos, México: Pearson Educación, 2006, pp. 235-236.
- [17] Fox y McDonald's, Fluid Mechanics, Octava ed., 211, p. 359.
- [18] N. V. Guzmán, «MasScience,» 15 Marzo 2018. [En línea]. Available: <https://www.masscience.com/2018/03/15/cavitacion-en-un-sistema-hidraulico/>. [Último acceso: 17 Diciembre 2018].
- [19] URALITA, «La cavitación en sistemas de tuberías,» 2010. [En línea]. Available:

- http://www.agronoms.cat/media/upload/editora_24/Cavitacion%20espa%C3%B1ol%202_editora_241_90.pdf. [Último acceso: 10 Septiembre 2018].
- [20] Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Agrícola de Ciudad Real , «Cátedra de ingeniería rural,» [En línea]. Available: https://previa.uclm.es/area/ing_rural/Trans_hidr/Tema10.PDF. [Último acceso: 10 Octubre 2018].
- [21] Z. M. Lahou, «Golpe de ariete,» *THE NATIONAL ENVIRONMENTAL SERVICES CENTER* , pp. 1-3.
- [22] M. Rodríguez, «Revistadigital INESEM,» 22 Octubre 2015. [En línea]. Available: <https://revistadigital.inesem.es/gestion-integrada/golpe-de-ariete/>.
- [23] R. L. Mott, «Número de reynolds, flujo laminar, flujo turbulento y pérdidas de energía debido a la fricción,» de *Mecánica de Fluidos*, México, Pearson, 2006, pp. 233-242.
- [24] R. L. Mott, «Pérdidas menores,» de *Mecánica de fluidos*, México, Pearson, 2006, p. 281.
- [25] E. D. Á. Hernández, «Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo,» Noviembre 2014. [En línea]. Available: <https://repository.uaeh.edu.mx/bitstream/bitstream/handle/123456789/16715/LECT147.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. [Último acceso: 2 Mayo 2018].
- [26] Ecovive, «Ecovive,» 13 Febrero 2018. [En línea]. Available: <https://ecovive.com/caracteristicas-y-funcionamiento-de-una-central-hidroelectrica/>. [Último acceso: 14 Mayo 2018].
- [27] «UNS,» [En línea]. Available: http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/turbo2010_1.pdf. [Último acceso: 17 Diciembre 2018].
- [28] R. Budynas G. y K. J. Nisbett, «Fallas por fatiga debidas a cargas variables,» de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Mexico, Mc-Graw-Hill, 2012, pp. 269-282.

- [29] FUGESCO, 2016. [En línea]. Available: <https://www.fugesco.com/quality/es/mechanical-seals>. [Último acceso: 12 Septiembre 2018].
- [30] Google, «Google maps,» [En línea]. Available: <https://www.google.com/maps/place/Laguna+San+Marcos/@0.1108434,-77.9688311,100m/data=!3m1!1e3!4m5!3m4!1s0x8e2a02fb36164173:0xb4c18a163760faa5!8m2!3d0.1181833!4d-77.9660129>. [Último acceso: 12 Septiembre 2018].
- [31] R. Ortiz Flórez, «Cámara de carga,» de *Pequeñas centrales hidroeléctricas*, Bogota, Ediciones de la U, 2011, pp. 226-227.
- [32] C. Frutos Caravaca y C. Angosto Hernández, Estudio teórico de estructuras hidráulicas, Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014, pp. 37-46.
- [33] Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Pichincha, *Caudal por aforo*, Quito, 2018.
- [34] H. Goikoetxea Imaz, «CÁLCULOS DE LA TUBERÍA FORZADA DE UN CENTRAL HIDROELÉCTRICO,» 15 Noviembre 2016. [En línea]. Available: https://www.academia.edu/30252400/C%C3%81LCULOS_DE_LA_TUBER%C3%8DA_FORZADA_DE_UN_CENTRAL_HIDROEL%C3%89CTRICO.
- [35] A. Leal, *Estudio sobre prefactibilidad en la instalación de micro central hidro-eléctrica en "LUTTI", Provincia de Córdoba*, Córdoba, 2013.
- [36] R. Marbello Perez, *Flujo uniforme y determinación de la rugosidad en canales*, Medellín: Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín, p. 169.
- [37] L. Galarza , G. Romero y M. Novillo Barreno, *Manual de diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas*, Bucamaramanga: OLADE, 1985.
- [38] R. L. Mott, «Pérdidas menores,» de *Mecánica de fluidos*, México, PEARSON Educación, 2006, pp. 280-284.

- [39] Crane, Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías., México: McGraw-Hill, 1982, pp. A-47.
- [40] Crane, Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, Mexico: McGraw-Hill, 1982, pp. A-49.
- [41] J. E. Apontes Santos, M. A. Cubias Alas, A. E. Portillo Sigüenza y W. G. Romero Martínez, *Diseño y fabricación de una turbina Banki y propuesta del banco de pruebas*, Ciudad Universitaria, 2011.
- [42] Ossberger, «The Ossberger Turbine,» [En línea]. Available: <http://www.hnsa.com.co/wp-content/uploads/2015/12/Ossberger-Turbine.pdf>. [Último acceso: 20 Agosto 2018].
- [43] OLADE, Manual de diseño estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroelécticas.
- [44] C. Mataix, «Turbomáquinas hidráulicas: Turbinas,» de *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*, México, Alfaomega, 2012, pp. 460-495.
- [45] E. Paz Pérez, L. R. Carrocci, P. Magalhães Filho y C. Luna Romero , *Metodología de diseño hidráulico y mecánico de una turbina michell-banki*, Cusco, 2007.
- [46] Dipac@ Manta S.A., «DIPAC Productos de acero,» 2016. [En línea]. Available: <http://www.dipacmanta.com/ejes/ejes-aisi-4340/aisi-4340>. [Último acceso: 10 Octubre 2018].
- [47] SKF , Catalogo general, Torino: SKF, 1989.
- [48] M. Novillo Barreno, L. Galarza y G. Romero, «Casa de máquinas,» de *Manual de diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas*, Bucaramanga, OLADE, 1985, pp. 8-1, 8-2.
- [49] Autodesk Inventor 2018, «Autodesk Inventor 2018,» [En línea]. Available: <http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2018/ENU/?guid=GUID->

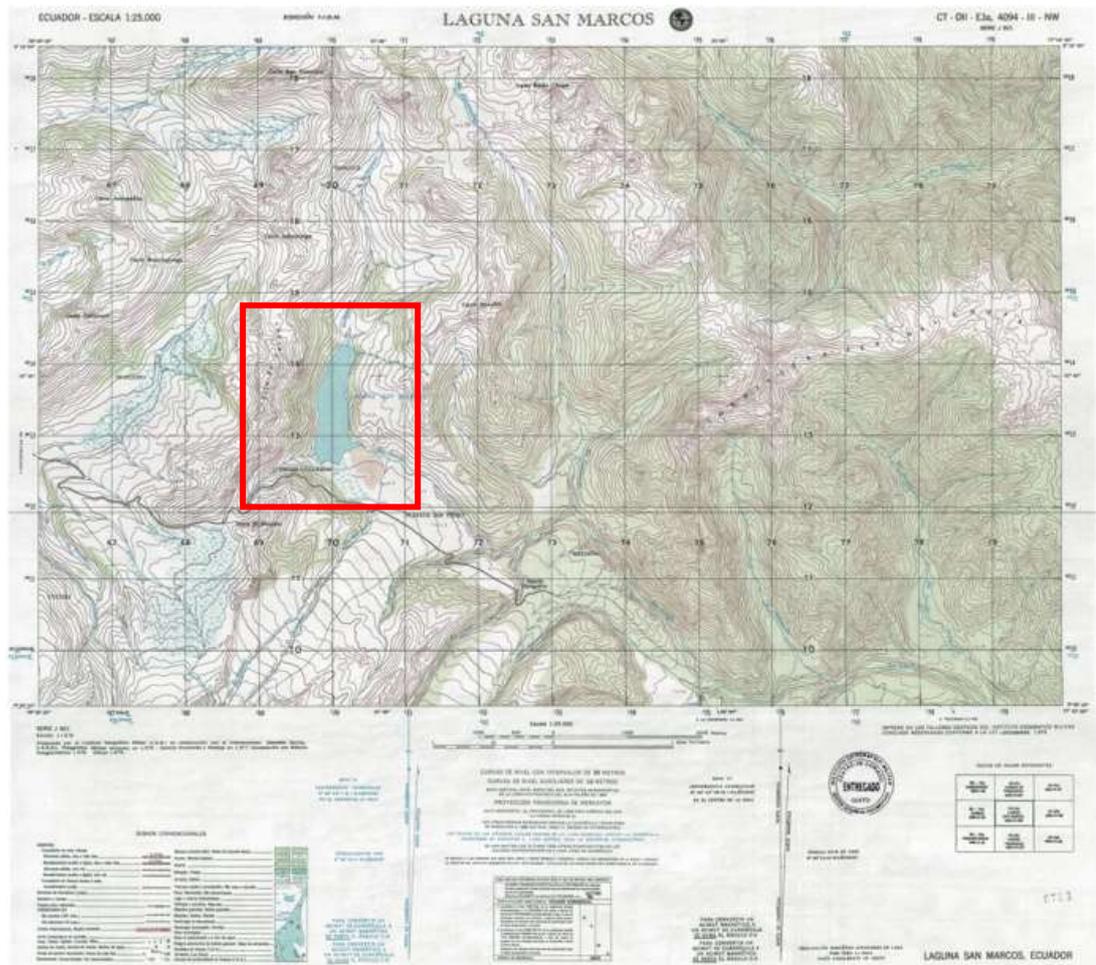
B73B2C75-4AA4-4F9E-9BC4-4AB8D26C1765. [Último acceso: 2 Noviembre 2018].

- [50] J. D. Patel, K. D. Patel y D. A. Patel, «To Examine the Effect of Mass Flow Rate on Cross Flow Turbine using Computational Fluid Dynamics,» *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. IV, nº 05, pp. 1094-1096, 2015.
- [51] V. Sammartano , C. Aricò, A. Carravetta, O. Fecarotta y T. Tucciarelli, «Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis,» *Energies*, nº 06, pp. 2362-2385, 2013.
- [52] C. O. Gomez Alvarado, «Ventajas de la simulación CFD: Hidrodinámica de un horno reformador,» UNIVERSIDAD DE MAGALLANES, Magallanes, 2009.
- [53] K. Patel, . N. Oza y M. Patel, «Computational Fluid Dynamic Analysis of Cross Flow Turbine,» *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, vol. V, nº 9, pp. 18936-18944, 2016.
- [54] G. B. Oliy y A. V. Ramayya, «Design and Computational Fluid Dynamic Simulation Study of High Efficiency Cross Flow Hydro-power Turbine,» *International Journal of Science, Technology and Society*, vol. V, nº 4, pp. 120-125, 2017.
- [55] Ansys 17.0, «sharcnet.ca,» [En línea]. Available: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/flu_th/flu_th_sec_turb_all_ke.html. [Último acceso: 12 Noviembre 2018].
- [56] Ansys 17.0, «sharcnet.ca,» [En línea]. Available: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/flu_th/flu_th_sec_turb_ke.html. [Último acceso: 12 Noviembre 2018].
- [57] Economipedia, «Economipedia Haciendo Fácil La Economía,» [En línea]. Available: <https://economipedia.com/definiciones/valor-actual-neto.html>. [Último acceso: 12 Noviembre 12].

- [58] Diners Club Internacional, «Diners Club Internacional,» [En línea]. Available: https://www.dinersclub.com.ec/portal/personal/soluciones-financieras/inversiones?utm_source=AP1&utm_medium=FBPAID&utm_campaign=INVERSIONES2018&utm_term=CPC%23solicite-mas-informacion&https%3A%2F%2Fwww.dinersclub.com.ec%2Fportal%2Fpersonal%2Fsoluciones-fin. [Último acceso: 17 Noviembre 2018].
- [59] Banco Central del Ecuador, Diciembre 2018. [En línea]. Available: <https://contenido.bce.fin.ec/documentos/Estadisticas/SectorMonFin/TasasInteres/TasasVigentes122018.htm?fbclid=IwAR3RirA2zSMqMMzWTav0gAbqrACTvIWckpusjXouWq-Pcd2WqnDXm1iA0rc>. [Último acceso: 1 Diciembre 2018].
- [60] Economipedia, «Economipedia Haciendo Fácil La Economía,» [En línea]. Available: <https://economipedia.com/definiciones/tasa-interna-de-retorno-tir.html>. [Último acceso: 13 Noviembre 2018].
- [61] M. Duarte, «SlideShare,» 2011 Noviembre 2011. [En línea]. Available: <https://es.slideshare.net/nym24/evaluacin-de-proyectos-de-inversin-5ta-sesin>. [Último acceso: 13 Noviembre 2018].

ANEXOS

Anexo 1: Ubicación geográfica

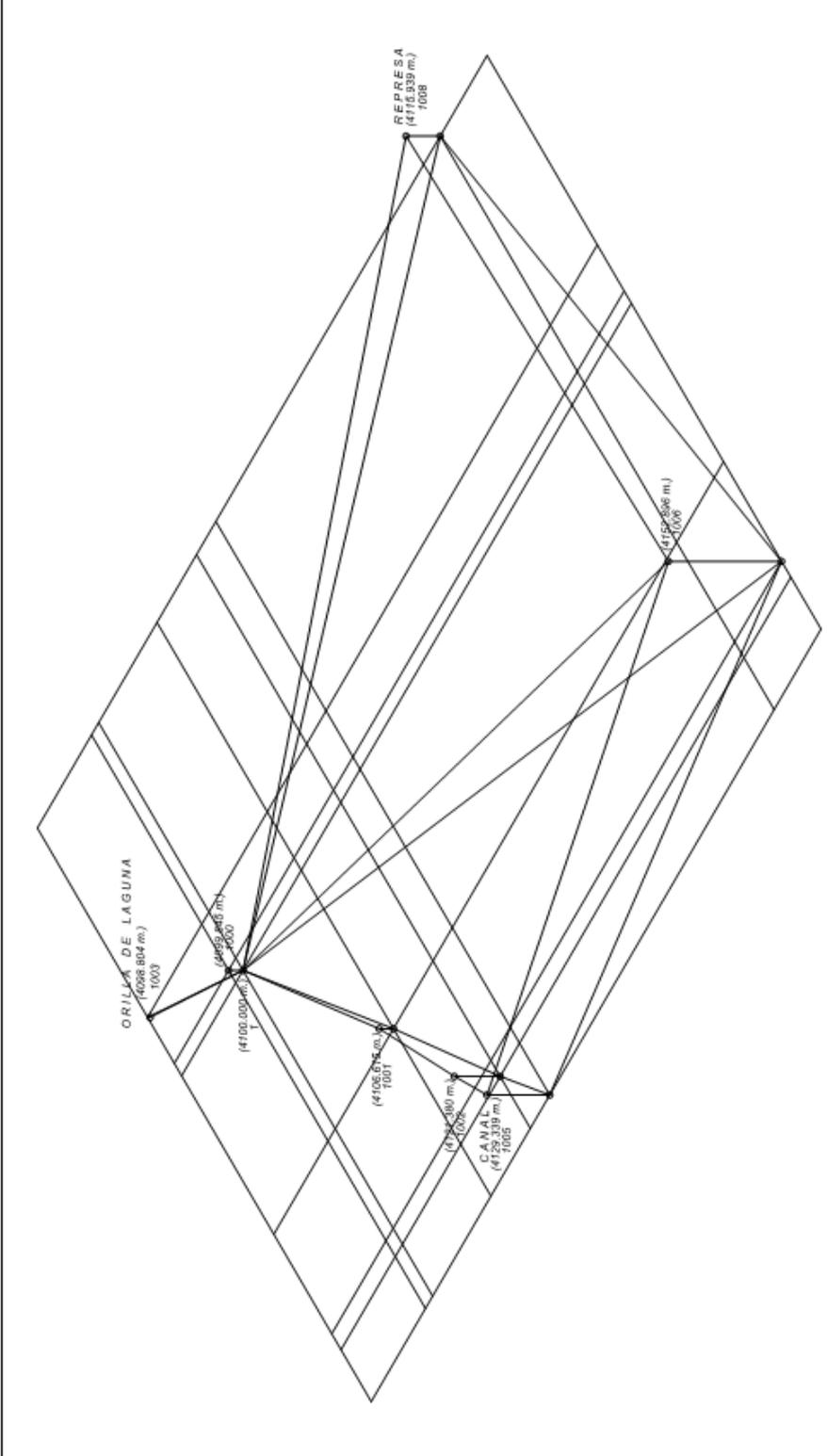


Fuente: Instituto Geográfico Militar

Anexo 2: Estudio topográfico

LEVANTAMIENTO: LAGUNA SAN MARCOS						
UBICACIÓN: CAYAMBE - PICHINCHA - ECUADOR						
FECHA: Jueves, 17 de Mayo del 2018						
ESTACION	PUNTO	CODIGO	ESTE	NORTE	COTA	DIST. HORIZ.
1		Estacion	5000,0000	10000,0000	4100,000	0,000
	1000	Cero	5000	10006,784	4099,845	6,784
	1001	Canal	4972,484	9929,651	4106,615	75,539
	1002	Canal	4950,096	9879,743	4121,380	130,200
	1003	Orilla Laguna	4977,874	10044,665	4098,804	49,845
	1005	Canal	4941,233	9856,547	4129,339	155,024
	1006	Toma de Agua	5192,927	9748,161	4152,896	317,244
	1008	Represa	5393,498	9907,798	4115,938	404,156

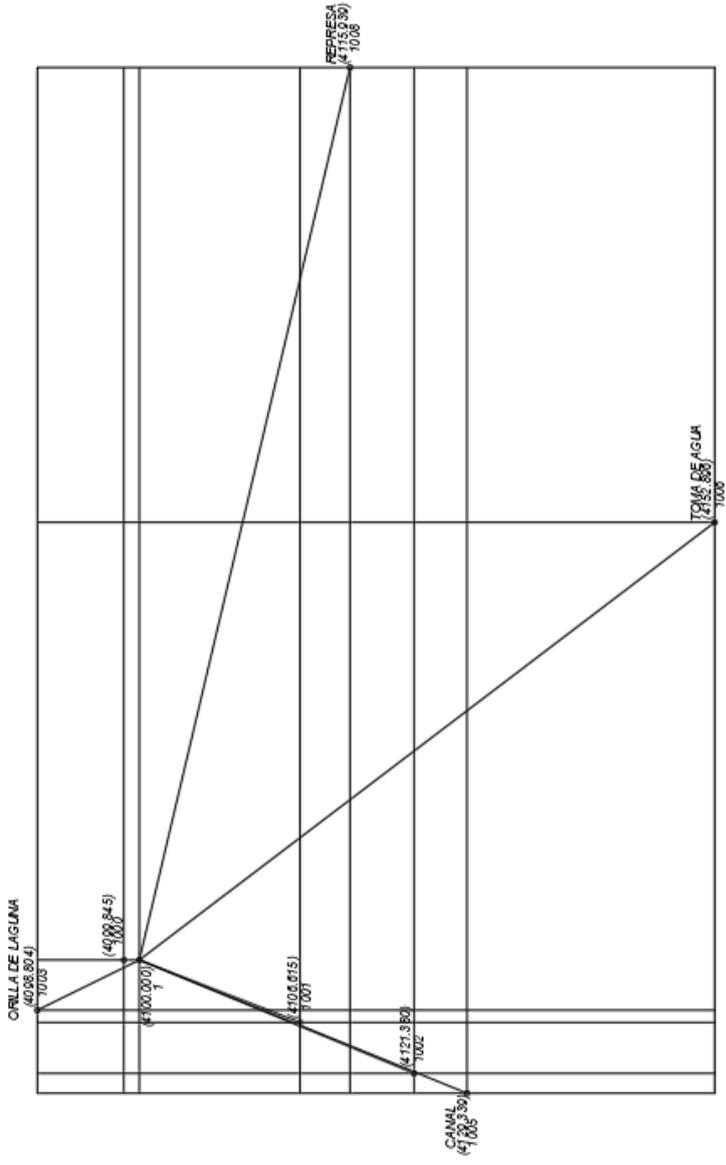
LEVANTAMIENTO TOPOGRÁFICO - LAGUNA SAN MARCOS - COORDENADAS			
DIRECCIÓN: CAYAMBE - PICHINCHA - ECUADOR		FECHA: 3 DE 3	
COTIZACIÓN:		ESCALA: 1/200	
TÍTULO: LEVANTAMIENTO TOPOGRÁFICO - COORDENADAS		FECHA: MAYO 2018	



MUNICIPIO	1	DE	3
ESCALA	1:200		
FECHA	ABRIL _____ 2018		

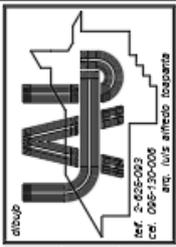
PROFESIONISTA	LEVANTAMIENTO TOPOGRAFICO - PUNTOS 3D
UBICACION	CAYAMBE - PICHINCHA - ECUADOR
CONTIENE	LEVANTAMIENTO TOPOGRAFICO - PUNTOS 3D

ANDRÉS ALMEDO TOPOGRAFIA
 P. 622



LEVANTAMIENTO TOPOGRÁFICO - LAGUNA SAN MAFEGOS - PUNTOS 2D

fecha 2 DE 3
 escala 1:200
 fecha MAYO 2016



DISEÑADOR
 CAYAMBE - PICHINCHA - ECUADOR
 CONTENIDO
 LEVANTAMIENTO TOPOGRÁFICO - PUNTOS 2D

PROFESIONAL
 INGENIERO AEREO (COMUNICA)
 N.º 1122 - JUL 17/11

Anexo 3: Caudal por aforo

La medición del caudal por mediante el método del flotador realizado en una sección del canal de riego cuya forma se muestra en la Figura 59.

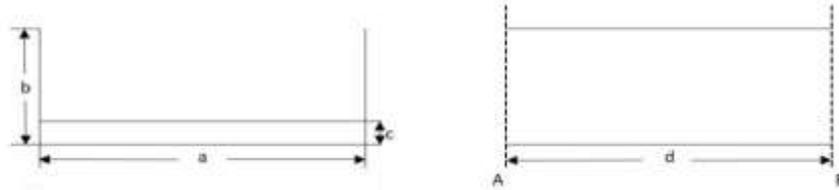


Figura 59. Forma del canal

En base a la Figura 59 los valores medidos son los siguientes $a = 4.1\text{ m}$; $b = 1.2\text{ m}$; $c = 0.03\text{ m}$ y $d = 19.5\text{ m}$. Haciendo uso de la Ecuación 3 calculamos la velocidad media cuyos resultados se muestran en la Tabla 38.

Tabla 38. Velocidad media

# Medición	Tiempo (s)	Distancia (m)	Velocidad (m/s)
1	16.50	19.95	1.21
2	16.00	19.95	1.25
3	15.80	19.95	1.26
4	15.30	19.95	1.30
5	16.00	19.95	1.25
6	15.50	19.95	1.29
7	15.00	19.95	1.33
8	16.20	19.95	1.23
9	15.50	19.95	1.29
10	16.30	19.95	1.22
11	15.30	19.95	1.30
12	15.70	19.95	1.27
13	15.30	19.95	1.30
14	15.60	19.95	1.28
15	15.80	19.95	1.26
Promedio	15.72	19.95	1.27

Elaborado por: Rommel Valladares & William Villacrés

Con la ayuda de la ecuación 4 y haciendo uso del factor de corrección tomado de la tabla 3, para un canal rectangular con lados y lechos lisos define que $Fc = 0.85$ y se procede al cálculo del caudal.

$$Q = Fc \cdot v_m \cdot A$$

$$Q = 0.85 \cdot 1.27 \cdot 4.1 \cdot 0.03$$

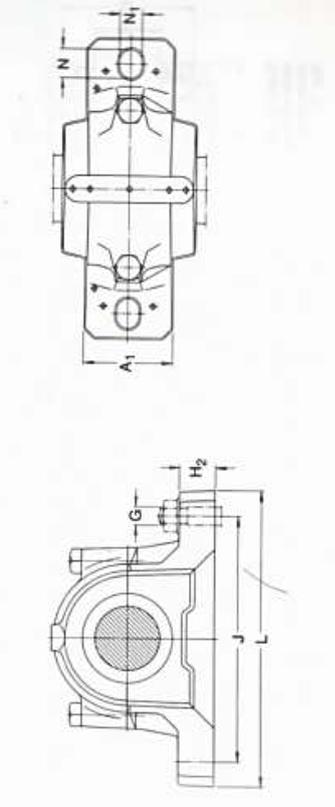
$$Q = 0.1327\text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 132.683\text{ lt/s}$$

Anexo 4: Valores requeridos de vida nominal L_{10h} [47]

Clase de máquinas	L_{10h} Horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 a 3000
Máquinas usadas intermitente o por cortos períodos: Máquinas - herramienta portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción.	3000 a 8000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas.	8000 a 12000
Máquinas para 8 horas de trabajo diaria no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias.	10000 a 25000
Máquinas para 8 horas de trabajo diaria totalmente utilizadas: Máquinas - herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipo de imprenta, separadores y centrífugas.	20000 a 30000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Caja de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40000 a 50000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos.	60000 a 100000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodamientos para línea de ejes de transatlánticos.	100000

Anexo 5: Soporte de pie SNH para rodamientos d_a 20-40 mm [47].



Diám. eje	Dimensiones											Diám. eje	Rodamiento	Man- anillo de guito fijación Cantidad y designación	Otros componentes	1 obtu- ración laberinto	2 obtu- raciones anillo V	2 obtu- raciones de doble labio	Tapas laterales			
	A	A ₁	C	D _a	H	H ₁	H ₂	J	L	N	G											
20	67	46	25	52	74	40	19	130	165	20	15	12	1,45	SNH 505 TG	SNH 505 TA	SNH 505 TC	SNH 505 TS	SNH 505	TSNA 505 A	TSNA 505 C	TSNA 505 S	ASNH 505
25	77	52	32	62	89	50	22	150	185	20	15	12	2,00	SNH 605 TG	SNH 605 TA	SNH 605 TC	SNH 605 TS	SNH 506-605	TSNA 605 A	TSNA 605 C	TSNA 605 S	ASNH 506-605
30	82	52	34	72	83	50	22	150	185	20	15	12	2,20	SNH 606 TG	SNH 606 TA	SNH 606 TC	SNH 606 TS	SNH 506-606	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 S	ASNH 506-606
35	85	60	39	80	107	60	25	170	205	20	15	12	2,90	SNH 607 TG	SNH 607 TA	SNH 607 TC	SNH 607 TS	SNH 508-607	TSNA 607 A	TSNA 607 C	TSNA 607 S	ASNH 508-607
40	90	60	41	90	113	60	25	170	205	20	15	12	3,20	SNH 608 TG	SNH 608 TA	SNH 608 TC	SNH 608 TS	SNH 510-608	TSNA 608 A	TSNA 608 C	TSNA 608 S	ASNH 510-608

Diám. eje	Dimensiones											Diám. eje	Rodamiento	Man- anillo de guito fijación Cantidad y designación	Otros componentes	1 obtu- ración laberinto	2 obtu- raciones anillo V	2 obtu- raciones de doble labio	Tapas laterales			
	A	A ₁	C	D _a	H	H ₁	H ₂	J	L	N	G											
20	67	46	25	52	74	40	19	130	165	20	15	12	1,45	SNH 505 TG	SNH 505 TA	SNH 505 TC	SNH 505 TS	SNH 505	TSNA 505 A	TSNA 505 C	TSNA 505 S	ASNH 505
25	77	52	32	62	89	50	22	150	185	20	15	12	2,00	SNH 605 TG	SNH 605 TA	SNH 605 TC	SNH 605 TS	SNH 506-605	TSNA 605 A	TSNA 605 C	TSNA 605 S	ASNH 506-605
30	82	52	34	72	83	50	22	150	185	20	15	12	2,20	SNH 606 TG	SNH 606 TA	SNH 606 TC	SNH 606 TS	SNH 506-606	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 S	ASNH 506-606
35	85	60	39	80	107	60	25	170	205	20	15	12	2,90	SNH 607 TG	SNH 607 TA	SNH 607 TC	SNH 607 TS	SNH 508-607	TSNA 607 A	TSNA 607 C	TSNA 607 S	ASNH 508-607
40	90	60	41	90	113	60	25	170	205	20	15	12	3,20	SNH 608 TG	SNH 608 TA	SNH 608 TC	SNH 608 TS	SNH 510-608	TSNA 608 A	TSNA 608 C	TSNA 608 S	ASNH 510-608

Anexo 6: Proforma de obra civil

PRESUPUESTO REFERENCIAL

Alex Andrade
INGENIERIA CIVIL

Fecha: Sábado, 03 de noviembre del 2018
Obra: Construcción Pedestales Conducción Hidráulica Hidroeléctrica
Lugar: Reserva Cayambe - Coca
Para: William Villacrés
Observaciones: La validez del presente presupuesto son 30 días contados a partir de la fecha indicada.
 Se anexa prediseño de los pedestales.

CÓDIGO	NÚMERO	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	P. UNITARIO	TOTAL
10587	1	DESBROCE, LIMPIEZA Y DESBOSQUE	m2	100	1.60	159.9
10647	2	REPLANTEO Y NIVELACIÓN	m2	100	1.77	176.8
20457	3	EXCAVACIÓN A MANO EN FANGO	m3	0.675	19.98	13.4865
21457	4	HORMIGÓN SIMPLE REPLANTILLO f'c=140 kg/cm2	m3	0.225	132.83	29.88765
00047	5	HORMIGÓN SIMPLE f'c=210 kg/cm2	m3	3.15	144.13	454.01265
00104	6	ENCOFRADO/DESENCOFRADO TABLERO CONTRACHAPADO	m2	25.2	15.52	391.1544
08405	7	MALLA ELECTROSOLDADA 5.10	m2	44.1324	4.22	186.238728
14578	8	RECUBRIMIENTO PARA TUBERÍA - HORMIGÓN f'c = 210 KG/CM2 (INCL. ENCOFRADO)	m3	0.5049	228.71	115.4751741
21478	9	NIVELACIÓN TUBERÍA DE PRESIÓN Y BLOQUES DE ANCLAJE	Km	0.1	27315.60	2731.56
10047	10	ENCAMISADO DE TUBERÍA DE ACERO (PROVISIÓN Y MONTAJE)	Kg	120	5.14	616.2
20364	11	INSTALACIÓN TUBERÍA DE ACERO 12"	m	100	6.68	668
18879	12	GAMA DE ARENA	m3	0.0359552	22.66	0.814708877
245874	13	CONSTRUCCIÓN CASA DE MÁQUINAS (GLOBAL)	m2	30	300.00	9000
TOTAL						14543.52981

El precio es CATORCE MIL QUINIENTOS CUARENTA Y TRES DÓLARES CON CINCUENTA Y TRES CENTAVOS
 ESTOS PRECIOS NO INCLUYEN IVA


 Alex Ignacio Andrade
 Ingeniero Civil

Anexo 7: Proforma de elementos mecánicos

Página 1 de 1 en Oferta # P06000521, emitido a las 11:27 horas

IMPORFERRI S.C.C.

RUC: 1792055334001

LOTIZACION PUERTAS DE ALCALÁ PASAIE S/N LOTE 1, BARRIO LA PLANICIE - SAN JOSÉ DE MORAN

Tel.+: (593 2) 2030 0336 / 2031 760 / 2032 322

www.imporferrri.com

www.imporferrri.net

Quito - Ecuador

CLIENTE : WILLIAM VILLACRES

RUC : #N/A

DIRECCION : #N/A

TELEFONO : #N/A



PROFORMA N° P06000521

ITEMS: 6 EMISION : 6/11/2018

DESCUENTO 20%

MARIA ELENA PAZ

ventas2@imporferrri.com

"Un centavo ahorrado es un centavo ganado".

(Benjamin Franklin)

EN ESTA COMPRA AHORRAS: \$ 9368,6728 USD

CODIGO	ITEM	CANT	UNID.	DESCRIPCION	MARCA / ORIGEN	ENTREGA EN:	PRECIO BRUTO	% DSCTO	PRECIO NETO	VTOTAL
3525	1	120	MTRS	PIPE, LINE, 12" DIAM, SCH 40, CS ASTM A106 GR B OR API 5L GR B, BE, SMLS, DIMENSIONS PER ANSI/ASME B36.10 X 6 METROS DE LARGO TOTAL 20 TUBOS	S/M o Similar	3 DIAS HABILES	\$ 189,69	20%	\$ 151,75	\$ 18.209,86
3526	2	40	UND	BRIDA DE 12" # 150 WN RF SCH 40 CON CUELLO	S/M o Similar	INMEDIATA	\$ 226,27	20%	\$ 181,02	\$ 7.240,64
3527	3	3	UND	CODO DE 90° X 12" ACERO NEGRO SCH40	TTU o Similar	INMEDIATA	\$ 264,11	20%	\$ 211,29	\$ 633,87
3528	4	1	UND	TEE ACERO NEGRO P/SOLDAR SCH40 12"	TTU o Similar	INMEDIATA	\$ 379,17	20%	\$ 303,33	\$ 303,33
3529	5	3	UND	VALVULA COMPUERTA A/C 150# BRIDADA 12"	WALWORTH o Similar	INMEDIATA	\$ 3.897,42	20%	\$ 3.117,94	\$ 9.353,81
3530	6	480	UND	STUB BOLT ACERO NEGRO DE 7/8" X 5-1/2"	HT o Similar	INMEDIATA	\$ 4,51	20%	\$ 3,61	\$ 1.733,18
<p>Tiempo de entrega según detalle de cada ítem, salvo venta; Validez de la oferta 3 días, condiciones de entrega detalladas continuación son validas para el total de la oferta ▼</p>										
									SUBTOTAL	\$ 37.474,69
									IVA 12%	\$ 4.496,96
									TOTAL	\$ 41.971,65

DESPECHO EN TRAILER O CAMION A CUALQUIER LUGAR DEL ECUADOR CONTINENTAL SIN COSTO ADICIONAL

Anexo 8: Tasas de Interés Banco Central del Ecuador

<h1 style="text-align: center;">Tasas de Interés</h1> <h2 style="text-align: center;">diciembre - 2018</h2>			
1. TASAS DE INTERÉS ACTIVAS EFECTIVAS VIGENTES PARA EL SECTOR FINANCIERO PRIVADO, PÚBLICO Y, POPULAR Y SOLIDARIO			
Tasas Referenciales		Tasas Máximas	
Tasa Activa Efectiva Referencial para el segmento:	% anual	Tasa Activa Efectiva Máxima para el segmento:	% anual
Productivo Corporativo	8.81	Productivo Corporativo	9.33
Productivo Empresarial	9.85	Productivo Empresarial	10.21
Productivo PYMES	11.23	Productivo PYMES	11.83
Comercial Ordinario	8.07	Comercial Ordinario	11.83
Comercial Prioritario Corporativo	8.69	Comercial Prioritario Corporativo	9.33
Comercial Prioritario Empresarial	9.80	Comercial Prioritario Empresarial	10.21
Comercial Prioritario PYMES	10.81	Comercial Prioritario PYMES	11.83
Consumo Ordinario	16.63	Consumo Ordinario	17.30
Consumo Prioritario	16.62	Consumo Prioritario	17.30
Educativo	9.48	Educativo	9.50
Inmobiliario	10.02	Inmobiliario	11.33
Vivienda de Interés Público	4.82	Vivienda de Interés Público	4.99
Microcrédito Minorista ¹	26.52	Microcrédito Minorista*	28.50
Microcrédito de Acumulación Simple ¹	23.53	Microcrédito de Acumulación Simple*	25.50
Microcrédito de Acumulación Ampliada ¹	20.24	Microcrédito de Acumulación Ampliada*	23.50
Inversión Pública	8.58	Inversión Pública	9.33
<small>1. Las tasas de interés para los segmentos Microcrédito Minorista, Microcrédito de Acumulación Simple y Microcrédito de Acumulación Ampliada se calculó con información del sector financiero privado y de la economía popular y solidaria (cooperativas de ahorro y crédito del segmento 1 y mutualistas).</small>			
3. TASAS DE INTERÉS PASIVAS EFECTIVAS PROMEDIO POR INSTRUMENTO			
Tasas Referenciales	% anual	Tasas Referenciales	% anual
Depósitos a plazo	5.43	Depósitos de Ahorro	1.04
Depósitos monetarios	0.67	Depósitos de Tarjetahabientes	1.11
Operaciones de Reporto	0.10		
4. TASAS DE INTERÉS PASIVAS EFECTIVAS REFERENCIALES POR PLAZO			
Tasas Referenciales	% anual	Tasas Referenciales	% anual
Plazo 30-60	4.07	Plazo 121-180	5.68
Plazo 61-90	4.07	Plazo 181-360	6.21
Plazo 91-120	5.30	Plazo 361 y más	7.73
5. TASAS DE INTERÉS PASIVAS EFECTIVAS MÁXIMAS PARA LAS INVERSIONES DEL SECTOR PÚBLICO (según regulación No. 133-2015-M)			
6. TASA BÁSICA DEL BANCO CENTRAL DEL ECUADOR			
7. OTRAS TASAS REFERENCIALES			
Tasa Pasiva Referencial	5.43	Tasa Legal	8.69
Tasa Activa Referencial	8.69	Tasa Máxima Convencional	9.33
Para mayor información, contáctenos: oub.econ@bce.ec			